



Уральский
федеральный
университет

имени первого Президента
России Б.Н.Ельцина

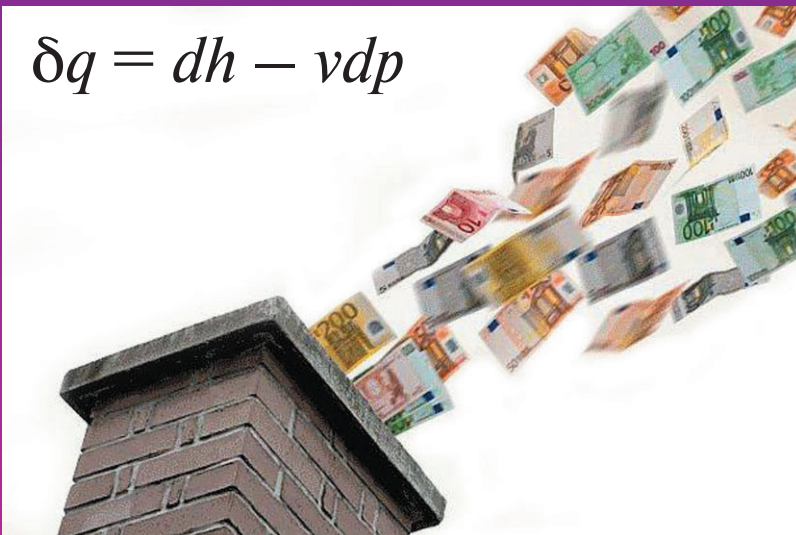
Уральский
энергетический
институт

В.А. МУНЦ
Ю.Г. МУНЦ

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ И АНАЛИЗ ЕГО ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Учебное пособие

$$\delta q = dh - vdp$$



Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

В. А. Мунц, Ю. Г. Мунц

**ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ
ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ
И АНАЛИЗ ЕГО ЭКОНОМИЧЕСКОЙ
ЭФФЕКТИВНОСТИ**

Учебное пособие

Рекомендовано методическим советом
Уральского федерального университета
для студентов вуза, обучающихся
по направлению подготовки
13.04.01 — Теплоэнергетика и теплотехника

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2018

УДК 621.1:620.9-049.35(075.8)

ББК 31.3я73

М90

Рецензенты:

завкафедрой энергетики, проф., д-р техн. наук С. М. Шанчуров (Урал. гос. лесотехн. университет);

директор по науке и технике ОАО «ВНИИМТ», проф., д-р техн. наук Г. М. Дружинин

Научный редактор — проф., д-р техн. наук А. М. Дубинин

Мунц, В. А.

М90 Энергосбережение при производстве тепловой энергии и анализ его экономической эффективности : учебное пособие / В. А. Мунц, Ю. Г. Мунц. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2018. — 232 с.

ISBN 978-5-7996-2477-4

Учебное пособие соответствует образовательному стандарту направления 13.04.01 для подготовки магистров по направлению «Теплоэнергетика и теплотехника».

Данное учебное пособие ориентирует читателя на самостоятельное изучение дисциплины. Каждый теоретический раздел заканчивается рассмотрением примеров решения задач прикладного характера, а в конце приводятся задачи для самостоятельного решения.

Библиогр.: 28 назв. Табл. 3. Рис. 57. Прил. 6.

УДК 621.1:620.9-049.35(075.8)

ББК 31.3я73

ISBN 978-5-7996-2477-4

© Уральский федеральный университет, 2018

Оглавление

Список обозначений	6
1. Материальный и тепловой баланс процессов горения газообразного топлива	7
1.1. Теплота сгорания топлива	7
1.2. Теоретически необходимое количество воздуха и объем продуктов сгорания при сжигании газообразных топлив	8
1.3. Энтальпия продуктов сгорания горючих газов	11
1.4. Тепловой баланс процесса горения	13
1.5. Удельные расходы топлива	17
1.5.1. Удельные расходы топлива на выработку тепла	17
1.5.2. Удельные расходы топлива на выработку электроэнергии	18
1.5.3. Удельные расходы топлива на производство технологического пара	20
1.5.4. Удельные расходы электроэнергии при производстве теплоты	21
Задачи к главе 1	22
2. Энергосбережение в котельных и тепловых сетях	28
2.1. Снижение потерь теплоты с уходящими газами	28
2.2. Потери теплоты с химической неполнотой сгорания	29
2.3. Потери теплоты в окружающую среду	30
2.4. Работа котельной установки в режиме пониженного давления	30
2.5. Температура питательной воды	31
2.6. Возврат конденсата в котельную	32
2.7. Использование тепловой энергии непрерывной продувки котлов	32
2.8. Режимы работы котельного оборудования	34
2.9. Перевод паровых котлов на водогрейный режим	35
2.10. Оптимизация работы насосного и тягодутьевого оборудования	36
2.11. Тепловые потери трубопроводов	38
2.12. Система инфракрасного обогрева производственных помещений	40
Задачи к главе 2	44

3. Утилизация теплоты низкотемпературных дымовых газов	48
3.1. Влажный воздух, влажные продукты сгорания	48
3.2. Контактные теплообменники для глубокого охлаждения продуктов сгорания	52
3.3. Расчет контактного экономайзера [4, 5]	55
3.4. Поверхностные теплообменники	57
3.5. Поверхностные теплообменники для глубокого охлаждения продуктов сгорания.....	60
3.5.1. Охлаждение продуктов сгорания сетевой водой	60
3.5.2. Охлаждение продуктов сгорания холодной водой	61
Задачи к главе 3	63
4. Парогазовые установки	71
4.1. Основные типы парогазовых установок	71
4.2. Количественные показатели термодинамических циклов ПГУ [14, 15].....	77
4.2.1. Основные расчетные соотношения идеального цикла ГТУ	77
4.2.2. Основные расчетные соотношения реального цикла ГТУ [17, 18].....	82
4.2.3. Тепловой баланс реальной ГТУ	86
4.3. Термическая эффективность парогазовых установок [15]	87
4.4. Парогазовые установки с впрыском пара.....	89
4.5. Основные расчетные соотношения реального цикла ГТУ с впрыском пара [4, 5]	95
4.6. Модернизация котельных в ТЭЦ.....	96
4.7. Газопаровая установка со сжиганием топлива в кислороде	99
Задачи к главе 4	102
5. Анализ экономической эффективности энергосберегающих проектов	109
5.1. Понятие о бизнес-планировании	109
5.2. Основные цели составления и содержание бизнес-плана...	116
5.3. Пример финансового плана	129
5.4. Инфляция и стоимость капитала (реальная процентная ставка)	134
5.5. Метод дисконтирования и критерии эффективности инвестиций	138
5.6. Расчет денежного потока для оценки эффективности инвестиций при использовании дисконтирования	142
5.7. Учет валютной инфляции	144

5.8. Особенности включения в инвестиционный анализ налога на добавленную стоимость	146
5.9. Определение стоимости капитала при использовании различных источников финансирования.....	148
5.10. Анализ инвестиционных проектов на основе бюджета движения денежных средств	149
5.11. Расчет экономического эффекта и критериев эффективности инвестиций в результате реализации энерго- и ресурсосберегающего инвестиционного проекта при производстве тепловой энергии (пример)	152
6. Расчет тепловой схемы при реконструкции котельной УрФУ на выработку электроэнергии на тепловом потреблении с использованием ПГУ	162
6.1. Описание тепловой схемы.....	162
6.2. Содержание домашнего задания.....	165
6.3. Расчетные характеристики газовой турбины	165
6.4. Характеристики паровых турбин и определение КПД паросилового цикла	167
6.5. Расчет выработки тепловой и электрической энергии и определение расхода топлива	170
6.6. Анализ экономической эффективности парогазовой установки на примере проекта установки газовой турбины в котельной ЭПК УрФУ.....	173
7. Расчет энергосберегающих мероприятий на конкретных объектах....	176
7.1. Анализ режимных карт	176
7.1.1. Исходные данные и содержание работы	176
7.1.2. Пример расчета	176
7.2. Эффективность установки воздухоподогревателей	184
7.2.1. Рекомендации по расчету воздухоподогревателя	184
7.2.2. Конструктивный расчет воздухоподогревателя за котлом ТВГМ-30.....	190
Библиографический список	195
Приложение.....	198

Список обозначений

$B_{\Gamma}, B_{\Pi}, B_{\Sigma}$ — объемный расход газа, сжигаемый в камере сгорания газовой турбины, в котле, и суммарный расход газа, $\text{м}^3/\text{с}$;

c — теплоемкость, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

$G_{\Gamma}, G_{\text{в}}, G_{\text{т}}$ — массовые расходы: продуктов сгорания через газовую турбину, воздуха через компрессор, топлива в камеру сгорания, $\text{кг}/\text{с}$;

h — энтальпия, $\text{кДж}/\text{кг}$;

l — полезная работа цикла, $\text{кДж}/\text{кг}$;

P — давление, Па (МПа);

T — температура, К ;

$Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ — низшая теплота сгорания, $\text{кДж}/\text{м}^3$;

q_2, q_3, q_5 — потери теплоты с уходящими газами; с химической неполнотой сгорания топлива, через ограждения;

V^0 — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 м^3 газа, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

V_{Γ}^0 — теоретический объем продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

V_{Γ} — объем продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$\alpha_{\Gamma}, \alpha_{\text{yx}}$ — коэффициент избытка воздуха в камере сгорания газовой турбины и в уходящих из котла газах;

$\eta_{\text{к}}, \eta_{\text{гт}}, \eta_{\Gamma}, \eta_{\text{кс}}$ — изоэнтروпийные КПД компрессора и турбины, КПД идеального цикла и камеры сгорания;

$\pi_{\text{к}}$ — степень повышения давления в компрессоре;

$\pi_{\text{гт}}$ — степень расширения в газовой турбине;

$\rho_{\Gamma}, \rho_{\text{в}}$ — плотность газа (продуктов сгорания) и воздуха.

1. Материальный и тепловой баланс процессов горения газообразного топлива

1.1. Теплота сгорания топлива

Теплота сгорания является важнейшей характеристикой топлива и представляет собой тепловую энергию, выделяющуюся при реакциях окисления горючих компонентов газообразным кислородом. Различают высшую и низшую теплоту сгорания. *Высшей теплотой сгорания* Q_v топлива называется количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании 1 м^3 газообразного топлива при условии конденсации водяных паров и охлаждении всех продуктов сгорания до 0°C . *Высшая теплота сгорания* Q_v отличается от низшей на величину теплоты конденсации влаги топлива и влаги, образующейся при окислении водорода. При сжигании топлива в энергетических установках температура уходящих газов превышает 100°C , поэтому влага, содержащаяся в продуктах сгорания, остается в парообразном состоянии и теплота конденсации теряется. Массовое количество водяного пара ($\text{кг}/\text{м}^3$) в продуктах сгорания представляет собой произведение объема водяных паров, образующихся при сжигании 1 м^3 топлива и плотности водяных паров при нормальных условиях. Удельная теплота испарения водяного пара в нормальных физических условиях составляет $2500 \text{ кДж}/\text{кг}$. Теплота конденсации водяных паров, образовавшихся из 1 м^3 топлива, составляет

$$Q_w = 2500 \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot V_{\text{H}_2\text{O}} \approx 2000 \cdot V_{\text{H}_2\text{O}}, \text{ кДж}/\text{м}^3. \quad (1.1)$$

Для газообразных топлив при известном их составе низшая теплота сгорания 1 м^3 топлива, $\text{МДж}/\text{м}^3$, может быть достаточно точно подсчитана по формуле [1]

$$Q = 0,01[10,8H_2 + 12,65CO + 35,85CH_4 + 63,8C_2H_6 + 91,3C_3H_8 + 23,4H_2S]. \quad (1.2)$$

Здесь содержание соответствующих газовых компонентов подставляют в процентах.

Топочные устройства одинаковой мощности могут потреблять существенно разные количества топлива, так как теплота сгорания у разных видов меняется в широких пределах. Для сравнения экономичности работы на различных видах топлива введено понятие условного топлива, имеющего теплоту сгорания $Q_y = 7000$ ккал/кг (29,33 МДж/кг). Тепловая мощность топочного устройства N связана с расходом B топлива и теплотой сгорания следующим соотношением, МВт:

$$N = BQ_{\text{н}}^p. \quad (1.3)$$

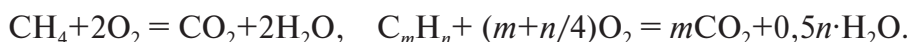
Расход условного B_y топлива связан с расходом B натурального топлива соотношением

$$B_y = \frac{BQ_{\text{н}}^p}{Q_y}.$$

1.2. Теоретически необходимое количество воздуха и объем продуктов сгорания при сжигании газообразных топлив

Под теоретически необходимым количеством воздуха понимают такой его объем, который требуется для полного окисления 1 м³ газообразного топлива, при условии, что в продуктах сгорания не будет содержаться свободного кислорода.

Теоретически необходимый объем кислорода для окисления 1 м³ газообразного топлива рассчитывают по ниже приведенным уравнениям реакций для газообразных компонентов топлива:



На окисление одного моля оксида углерода и водорода требуется по 0,5 моля кислорода, на окисление одного моля сероводорода требу-

ется полтора моля кислорода, на окисление одного моля метана требуется два моля кислорода и, наконец, на окисление моля объема углеводорода состава C_mH_n требуется $(m+n/4)$ молей кислорода. Переводя процентное содержание газообразных компонентов в доли и учитывая объемное содержание кислорода в воздухе ($1/100/0,21 = 0,0476$), получим выражение для определения теоретически необходимого объема воздуха [1] для окисления 1 м^3 газообразного топлива в виде, $\text{м}^3/\text{м}^3$,

$$V^0 = 0,0476 \left(0,5H_2 + 0,5CO + 1,5H_2S + 2CH_4 + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_mH_n - O_2 \right). \quad (1.4)$$

Для обеспечения полного выгорания топлива в топке воздух подают в количестве, превышающем теоретически необходимое. Отношение действительно поданного количества воздуха V_B к теоретически необходимому V^0 называют *коэффициентом избытка воздуха* $\alpha = V_B / V^0$.

При тепловых расчетах котла в зависимости от температуры продуктов сгорания за каждой поверхностью нагрева рассчитывают энтальпию продуктов сгорания. Для расчета энтальпий продуктов сгорания необходимо знать объемы продуктов сгорания. Реакции горения при высоких температурах идут с большой скоростью, состав конечных продуктов близок к равновесному составу. Объемы продуктов сгорания при сжигании 1 м^3 газообразного топлива представляют в следующем виде [1]:

$$V_r = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O} + V_{CO} + V_{H_2} + V_{CH_4}.$$

Первые три слагаемых это продукты полного окисления горючих элементов топлива. Они состоят из трехатомных сухих газов, обозначаемых обычно через $V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}$, и объема водяных паров.

Следующие три слагаемых представляют собой объемы азота и кислорода, определяемые как остаток сухого воздуха после горения топлива, и объем водяных паров. Здесь $V_{N_2} \gg V_{O_2}$, так как кислород в значительной мере израсходован на окисление. Объем водяных паров V_{H_2O} включает в себя влагу топлива и воздуха. Последние три слагаемых представляют собой продукты неполного окисления.

При полном сгорании 1 м^3 газообразного топлива $V_{CO} = V_{H_2} = V_{CH_4} = 0$, а также при отсутствии избыточного воздуха $V_{O_2} = 0$ в образующихся газообразных продуктах содержатся лишь продукты полного окисле-

ния горючих элементов: углерода, серы, и водорода. Таким образом, в продукты полного горения входят следующие компоненты: CO_2 , SO_2 , H_2O и азот воздуха N_2 . Образующиеся в этом случае объемы газов называют теоретическими:

$$V_{\text{r}}^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0. \quad (1.5)$$

При сжигании газообразного топлива объем сухих трехатомных газов может быть рассчитан как, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01(\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{S} + \text{CH}_4 + \Sigma m \text{C}_m \text{H}_n + \text{SO}_2). \quad (1.6)$$

Теоретический объем азота при сжигании газообразного топлива складывается из азота воздуха и газообразного азота топлива, $\text{м}^3/\text{м}^3$,

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + 0,01\text{N}_2. \quad (1.7)$$

При сжигании газообразного топлива теоретический объем водяных паров может быть рассчитан как, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 \left[\text{H}_2 + \text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \Sigma \frac{n}{2} \text{C}_m \text{H}_n + \text{H}_2\text{O} \right]. \quad (1.8)$$

Для расчета действительного объема продуктов сгорания необходим учет избыточного количества воздуха. Избыточное количество воздуха включает в себя объем азота $V_{\text{N}_2} = 0,79(\alpha - 1)V^0$ и объем водяных паров, содержащихся в избыточном воздухе $V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0161(\alpha - 1)V^0$ в продуктах сгорания. Кроме того, в продуктах сгорания появляется кислород $V_{\text{O}_2} = 0,21(\alpha - 1)V^0$. Таким образом, действительный объем продуктов сгорания может быть рассчитан так, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{\text{r}} = V_{\text{r}}^0 + 1,0161(\alpha - 1)V^0. \quad (1.9)$$

Объем сухих газов, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{\text{сг}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + (\alpha - 1)V^0. \quad (1.9')$$

Объемная доля какого-либо компонента в сухих продуктах сгорания:

$$r_i = \frac{V_i}{V_{\text{сг}}}. \quad (1.10)$$

Массовый выброс какого-либо компонента, например диоксида серы, являющийся вредным выбросом, рассчитывают как, кг/ч :

$$M_{\text{SO}_2} = \rho_{\text{SO}_2} r_{\text{SO}_2} V_{\text{сг}} B. \quad (1.11)$$

Расходы воздуха и продуктов сгорания при сжигании газообразного топлива связаны с расходом топлива следующими соотношениями:

$$G_{\text{в}} = B \cdot \alpha \cdot V^0; G_{\text{г}} = B \cdot V^{\text{г}}. \quad (1.12)$$

1.3. Энтальпия продуктов сгорания горючих газов

Энтальпия продуктов сгорания рассчитывается на 1 м³ газообразного топлива [2] и является суммой энтальпии теоретических продуктов сгорания и энтальпии избыточного воздуха, кДж/м³:

$$I_{\text{г}} = I_{\text{г}}^0 + (\alpha - 1) I_{\text{в}}^0. \quad (1.13)$$

Энтальпия продуктов сгорания, при одной и той же температуре, превышает энтальпию воздуха на 15–20 % из-за присутствия в них трехатомных газов (CO₂, SO₂, H₂O), обладающих большей теплоемкостью, чем двухатомные газы.

Энтальпия теоретического количества продуктов сгорания при температуре t , °С, может быть рассчитана как сумма произведений соответствующих объемов на объемную теплоемкость и температуру продуктов сгорания, кДж/м³:

$$I_{\text{г}}^0 = V_{\text{RO}_2} (ct)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (ct)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (ct)_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (1.14)$$

Энтальпия теоретически необходимого количества воздуха также представляет собой произведение теоретического объема воздуха его объемной теплоемкости и температуры, кДж/м³:

$$I_{\text{в}}^0 = V^0 (ct)_{\text{в}}. \quad (1.15)$$

Формулы для расчета энтальпий относятся к случаю полного сгорания, но с достаточной для расчетов точностью они применимы при наличии химической неполноты сгорания, значение которой не превышает нормативного для этих топлив.

Теплота, выделяющаяся при сгорании топлива, воспринимается продуктами сгорания, которые нагреваются до определенной температуры. В реальных условиях не вся теплота идет на нагрев продуктов

сгорания: часть передается теплообменным поверхностям, часть теряется в окружающую среду, а при высоких температурах часть теплоты затрачивается на диссоциацию продуктов сгорания. При атмосферном давлении и $t = 1500^\circ\text{C}$ степень диссоциации CO_2 составляет 0,8 %. Далее с повышением температуры она быстро возрастает, достигая 4 % при температуре 2000°C и 19 % при 2500°C .

Температуру горения рассчитывают из теплового баланса горения:

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{\text{фг}} + Q_{\text{фв}} = Q_1 + Q_d + I_r, \quad (1.16)$$

где Q_p^p — располагаемая теплота топлива; $Q_{\text{фг}}$ и $Q_{\text{фв}}$ — физическая теплота топлива и воздуха соответственно; Q_1 — теплота, отданная теплообменными поверхностями в окружающую среду; Q_d — теплота, затраченная на диссоциацию. Подставляя в выражение (1.16) значение энтальпии продуктов сгорания $I_r = \sum V_i c_i t$ и преобразуя его, получим выражение для расчета температуры горения

$$t = \frac{Q_n^p + Q_{\text{фг}} + Q_{\text{фв}} - Q_1 - Q_d}{\sum V_i \cdot c_i}. \quad (1.17)$$

Максимальное значение температуры получим при условии $Q_1 = 0$, т. е. в адиабатных условиях. Температура горения, получаемая в адиабатных условиях, называется *теоретической температурой горения*. Расчетное определение температуры горения осложнено зависимостью теплоемкости и теплоты диссоциации от температуры и возможно лишь с использованием ЭВМ.

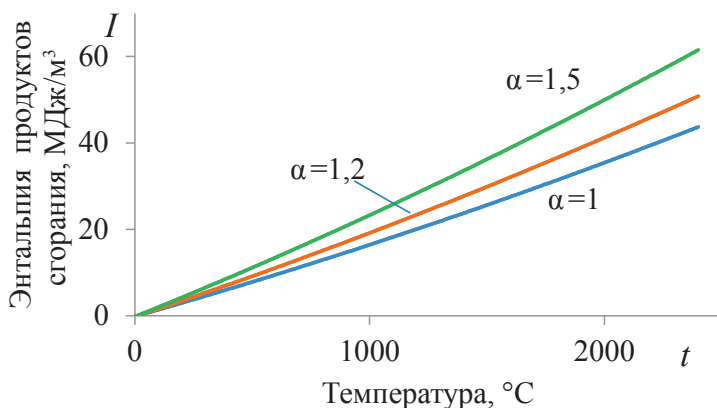


Рис. 1.1. Зависимость энтальпии I продуктов сгорания природного газа северных месторождений от температуры t : цифры у кривых — коэффициент избытка воздуха

Значения энтальпий продуктов сгорания всех видов топлив СССР, рассчитанные с учетом теплоты диссоциации и с учетом зависимости теплоемкости продуктов сгорания от температуры, приведены в таблицах нормативного метода расчета котельных установок [1]. Для определения теоретической температуры горения можно использовать метод итераций или графический. На рис. 1.1 представлена зависимость энтальпии от температуры, построенная по данным [1] при различных избытках воздуха. Для определения теоретической температуры горения по оси ординат откладывают значение располагаемой теплоты топлива и графически определяют теоретическую температуру горения при заданном коэффициенте избытка воздуха. Еще проще аппроксимировать зависимость энтальпии от температуры полиномом второй степени и в дальнейшем пользоваться данной аппроксимацией для расчета значений энтальпии от температуры.

1.4. Тепловой баланс процесса горения

Эффективность использования топлива в топочном устройстве определяется двумя основными факторами: полнотой сгорания топлива в топочной камере и глубиной охлаждения продуктов сгорания. Распределение вносимой в топку теплоты на полезно используемую и тепловые потери производится путем составления теплового баланса [2]. Тепловой баланс составляется на 1 м^3 газообразного топлива.

Располагаемая теплота, кДж/м^3 :

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{\text{в.вн}} + i_T, \quad (1.18)$$

где $Q_{\text{в.вн}}$ — теплота, вносимая в топку воздухом, подогретым вне котла; i_T — физическая теплота топлива, определяемая его температурой: $i_T = c_T t_T$, здесь c_T — удельная теплоемкость топлива, $\text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; t_T — температура топлива, $^{\circ}\text{C}$.

Количество теплоты, полученной воздухом при его подогреве в другой установке, определяют по формуле

$$Q_{\text{в.вн}} = \beta_B V^0 c_B (t'_B - t_{\text{х.в}}), \quad (1.19)$$

где β_B — относительное количество воздуха, проходящее через дополнительную нагревательную установку; c_B — теплоемкость возду-

ха; $t'_в$ и $t_{х.в}$ — температуры холодного воздуха и воздуха, поступающего в топку.

Располагаемая теплота расходуется на производство полезной теплоты Q_1 и тепловые потери [2]:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_5, \quad (1.20)$$

где Q_p^p — располагаемая теплота на 1 м³ газообразного топлива; Q_1 — полезно используемая теплота; Q_2 — потеря теплоты с уходящими газами; Q_3 — потеря теплоты с химической неполнотой сгорания топлива; Q_5 — потеря теплоты через ограждения. Разделив правую и левую части выражения (1.20) на Q_p^p и умножив на 100 %, получим уравнения обратного теплового баланса в следующем виде:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_5. \quad (1.21)$$

Коэффициент полезного действия котла:

$$\eta = q_1 = 100 - q_2 + q_3 + q_5. \quad (1.22)$$

Большая часть теплоты, вносимой в топку, воспринимается поверхностями нагрева и передается рабочему телу. За счет этой теплоты производится подогрев воды до температуры кипения, ее испарение и перегрев пара. Это полезно используемая теплота, остальная часть составляет тепловые потери.

Полезное тепловосприятие связано с расходом пара D соотношением [2]

$$BQ_1 = BQ_H \eta_k = D(h_{п.п} - h_{п.в}), \quad (1.23)$$

где $h_{п.п}$ и $h_{п.в}$ — энтальпия перегретого пара и питательной воды, кДж/кг.

Наибольшей из потерь, как правило, является потеря теплоты с уходящими газами, %,

$$q_2 = \frac{I_{yx} - \alpha I_{х.в}^0}{Q_p^p}, \quad (1.24)$$

где I_{yx} и $I_{х.в}^0$ — энтальпия уходящих газов и теоретического количества холодного воздуха (при температуре 30 °С) соответственно; α_{yx} — коэффициент избытка воздуха в уходящих газах.

В продуктах сгорания топлив могут находиться горючие газы: СО, Н₂, СН₄. Высшие углеводороды практически отсутствуют из-за их тер-

мической диссоциации. Догорание этих газов за пределами топки практически невозможно из-за низких температур. Так, СО перестает гореть при температуре ниже 750 °С. Теплота, потерянная в результате неполного сгорания горючих газов, составляет химический недожог топлива q_3 . Расчет потерь теплоты с химической неполнотой сгорания q_3 , %, производят по выражению

$$q_3 = \frac{(Q_{\text{CO}} \cdot \text{CO} + Q_{\text{H}_2} \cdot \text{H}_2 + Q_{\text{CH}_4} \cdot \text{CH}_4)}{Q_p} V_{\text{с.г}}, \quad (1.25)$$

где Q_{CO} , Q_{H_2} , Q_{CH_4} — теплоты сгорания продуктов неполного горения; СО, H_2 , CH_4 — объемные содержания продуктов неполного сгорания топлива в сухих продуктах сгорания, %; $V_{\text{с.г}}$ — объем сухих продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Химический недожог при сжигании газообразного топлива составляет $q_3 = 0\text{--}0,5\%$.

Потеря теплоты с химическим недожогом сильно зависит от коэффициента избытка (рис. 1.2) воздуха и нагрузки топочного устройства (рис. 1.3).

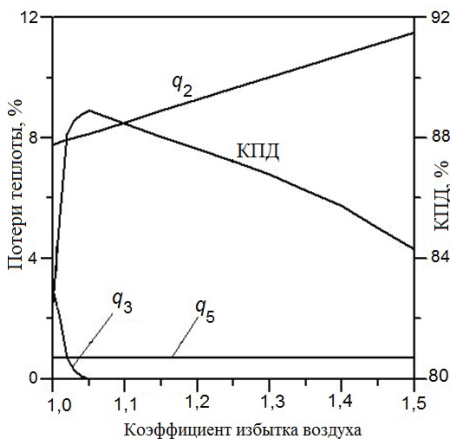


Рис. 1.2. Зависимость потерь теплоты и КПД от коэффициента избытка воздуха

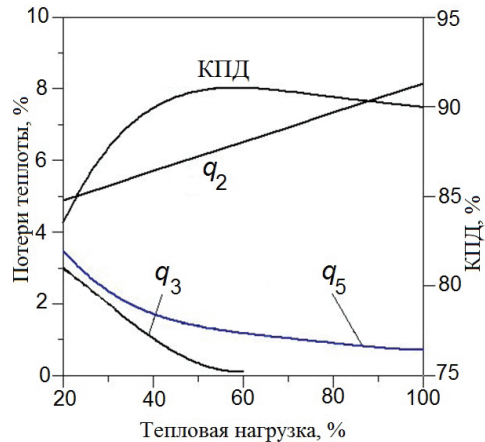


Рис. 1.3. Зависимость потерь теплоты и КПД от тепловой мощности котла

При коэффициенте избытка воздуха равном единице обязательно наличие недогоревших горючих газов из-за несовершенства смешения топлива с воздухом. С увеличением избытка воздуха свыше единицы потери теплоты с химической неполнотой сгорания резко уменьша-

ются. Наконец при каком-то коэффициенте избытка воздуха, называемом критическим $\alpha_{кр}$ (кривая q_3), химический недожог полностью исчезает. Обычно при сжигании газообразного топлива $\alpha_{кр} = 1,02–1,03$.

Значение потерь теплоты от наружного охлаждения q_5 составляет от 0,2 до 2,5 %. Приведенный в нормативном методе расчета котлов график для определения потерь от наружного охлаждения [1, рис. 5] может быть аппроксимирован следующим выражением: $q_5 = 2,81 \cdot D^{-0,41}$, где D — расход пара при номинальной нагрузке, кг/с.

Для водогрейных котлов по их номинальной тепловой мощности надо определить соответствующий расход пара парового котла. Тепловая мощность парового котла связана с расходом пара очевидным соотношением

$$D = \frac{N}{(h_{п.п} - h_{п.в})}. \quad (1.26)$$

При заданных параметрах пара любой мощности можно поставить в соответствие расход пара, необходимый для расчета потерь q_5 . При уменьшении нагрузки абсолютные потери теплоты остаются практически неизменными, а удельные потери от наружного охлаждения возрастают в соответствии с уменьшением расхода пара (соответственно и с уменьшением расхода топлива).

$$q_5 = q_5^{\text{ном}} \cdot \frac{D}{D_{\text{ном}}}. \quad (1.27)$$



Рис. 1.4. Потери тепла от наружного охлаждения при номинальной нагрузке [1]

Особый интерес представляют собой статические характеристики котла, представляющие зависимости потерь и КПД от нагрузки котла. С уменьшением тепловой нагрузки котла температура уходящих газов (при постоянном избытке воздуха) падает. Это обусловлено пропорци-

ональным увеличением времени пребывания газов в котле, в то время как коэффициент теплоотдачи от газов к стенке уменьшается в меньшей степени. Таким образом, с уменьшением нагрузки уменьшаются потери теплоты с уходящими газами (см. рис. 1.3). С уменьшением нагрузки могут появиться потери теплоты с химической неполнотой сгорания из-за ухудшения смешения топлива и воздуха при пониженных скоростях. Удельные потери теплоты через ограждения также увеличиваются, поскольку абсолютное значение этих потерь теплоты, определяемое температурой и площадью поверхности обмуровки, остается практически неизменным, а тепловая нагрузка уменьшается. Таким образом, из-за различной зависимости тепловых потерь от нагрузки оказывается, что при какой-то пониженной нагрузке КПД котельного агрегата становится максимальным. Само значение нагрузки, при которой достигается максимум КПД, зависит от конструкции котла, вида топлива и используемых горелок.

1.5. Удельные расходы топлива

1.5.1. Удельные расходы топлива на выработку тепла

Удельный расход условного топлива на выработку отпущенной теплоты Q_1 может быть рассчитан как

$$b_y = \frac{B_y}{Q_1} = \frac{B_y}{B_y Q_y \eta} = \frac{1}{Q_y \eta}. \quad (1.28)$$

При теплоте сгорания условного топлива, равного 7000 ккал/кг, КПД котельной установки 90 %, с учетом потерь на транспорт тепла, при суммарном КПД котельной $\eta = 0,87$ расход условного топлива на выработку 1 Гкал составит $b = \frac{10^6}{7000 \cdot \eta} = \frac{143}{\eta} = 164$ кг у. т./Гкал. В си-

стеме СИ выражение для определения расхода условного топлива на выработку 1 ГДж теплоты будет иметь следующий вид:

$$b = \frac{1000}{29,308 \cdot \eta} = \frac{34,21}{\eta} = 39,08 \text{ кг/ГДж}$$

при КПД котельной $\eta = 0,87$.

1.5.2. Удельные расходы топлива на выработку электроэнергии

Удельный расход условного топлива на выработку отпущенной электроэнергии определяется из следующих соображений. Количество условного топлива ($Q = 29,33$ МДж/кг) в килограммах на выработку электроэнергии в количестве 1 МВт·ч (3600 МДж) составит при КПД получения электроэнергии в конденсационном цикле $\eta_э = 35\%$

$$b_э = \frac{Q_1}{\eta_э \cdot Q} = \frac{3600}{\eta_э \cdot 29,33} = \frac{123}{\eta_э} = 350 \text{ кг/МВт} \cdot \text{ч} = 350 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

Очень сильно удельные расходы топлива на выработку электроэнергии зависят от КПД. В случае, если выработка электроэнергии идет по циклу ПГУ с КПД получения электроэнергии на уровне 60 %, то происходит резкое снижение удельного расхода топлива, например при $\eta_э = 0,6$ удельный расход топлива снижается до 205 г/кВт·ч.

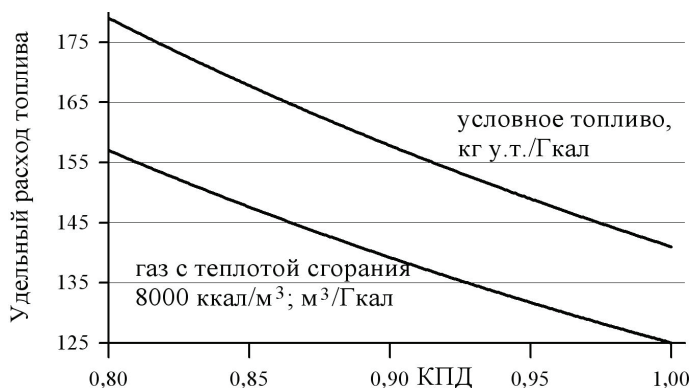


Рис. 1.5. Удельный расход топлива на выработку тепловой энергии

При комбинированной выработке тепловой и электрической энергии ситуация с удельными затратами топлива становится совершенно запутанной. Никакой научной основы в выборе того или иного метода распределения затрат на выработку тепловой и электрической энергии нет. Вопрос в одном, куда списать все затраты, на тепло или на электроэнергию.

Балансовый или физический метод был официальным в энергетике СССР и до 1996 года в России [21, 22]. Удельный расход топлива на выработку тепловой энергии рассчитывается по выражению (1.28)

и фактически определяется затратами на выработку тепловой энергии с КПД, находящимся в диапазоне от 87 до 92 %. Затраты на выработку электрической энергии зависят от типа используемого оборудования. Наименьшее значение КПД имеют ТЭЦ по производству электроэнергии в конденсационном режиме, при сравнительно низких параметрах пара КПД ТЭЦ находится на уровне 30 %, что предопределяет высокие удельные затраты условного топлива $b_3 = 410$ кг/МВт·ч. Наибольшие значения КПД достигаются при работе противодавленческих турбин, при использовании которых достигается КПД выработки электроэнергии на уровне $\eta_3 = 0,855$, при этом удельные затраты топлива на выработку электроэнергии снижаются до 114 г/кВт·ч.

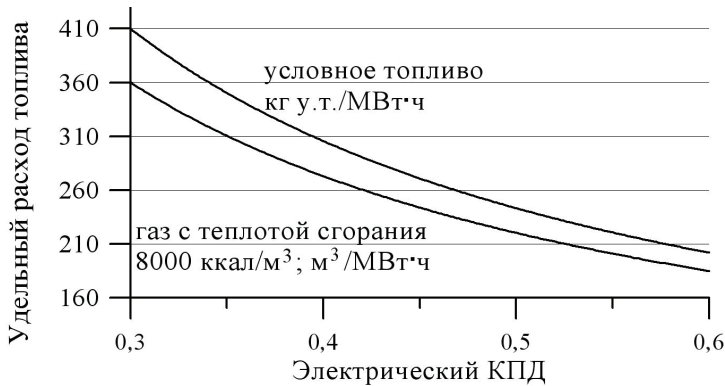


Рис. 1.6. Удельный расход топлива на выработку электрической энергии

Несмотря на недостатки балансового метода (вся экономия топлива от теплофикации относится на электроэнергию, не учитывается потенциал пара, отбираемого для нужд тепловых потребителей и т. д.), этот метод, базирующийся на первом начале термодинамики, может рассматриваться как предельный случай экономии топлива при производстве электроэнергии.

Попытки найти обобщенный критерий для различных форм энергии привели к использованию эксергии при расчете дифференцированных расходов топлива.

С помощью эксергии можно рассчитать потери в отдельных элементах ПТУ, однако применение этого метода к топке не обосновано физически и логически. Приравнивание в этом методе эксергии рабочего тела в топке теплоте сгорания топлива и одновременно электроэнергии, вырабатываемой ТЭЦ, не доказано. Кроме того, при расчете

тепловых потерь с уходящими газами и вследствие необратимости теплообмена между газами и водяным паром не учитывают зависимость эксергии от свойств рабочих тел и др. Без решения вопроса об эксергии топки и отпускаемой теплоты применение этого метода является преждевременным, поэтому он не нашел широкого применения на практике. В методе с использованием эксергии вся экономия топлива от теплофикации относится к производству теплоты.

1.5.3. Удельные расходы топлива на производство технологического пара

Как правило, на производственных и отопительных котельных используются паровые котлы с выработкой насыщенного пара с давлением 1,4 МПа. В заводских сетях, как правило, используется пар с давлением до 8 атм. На промышленных ТЭЦ, как правило, используются котлы, вырабатывающие пар с давлением 4 МПа с температурой перегретого пара 440 °С.

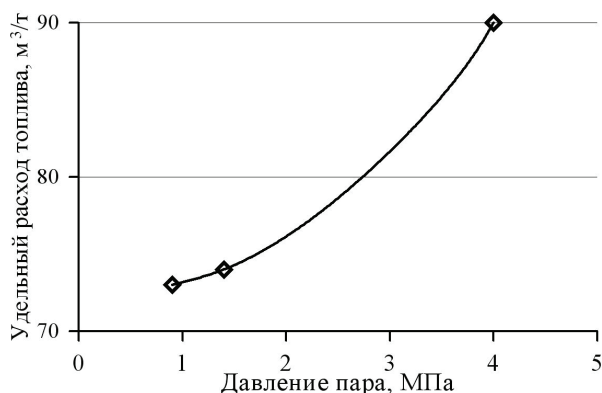


Рис. 1.7. Удельный расход природного газа на выработку пара, в зависимости от параметров пара

Удельный расход топлива на выработку пара может быть рассчитан из уравнения теплового баланса котла

$$b_{\text{п}} = \frac{1 \cdot 10^3 \cdot [(h'' - h_{\text{п.в}}) + \Pi/100 \cdot (h' - h_{\text{п.в}})]}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot 10^3 \cdot \eta},$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 35,8 \text{ МДж/м}^3$ — низшая теплота сгорания природного газа; Π — процент продувки котла, в данном случае принят равным 7%; $h_{\text{п.в}}$,

h', h'' — энтальпия питательной воды, продувочной воды и насыщенного либо перегретого пара при давлениях 0,8 МПа, 1,4 МПа и 4 МПа соответственно [13]. Результаты расчетов при КПД котла $\eta = 0,9$ представлены на рис. 1.7.

1.5.4. Удельные расходы электроэнергии при производстве теплоты

Рассчитаем необходимый расход электроэнергии для выработки 1 Гкал/ч (1,163 МВт) тепловой энергии. Расход природного газа с плотной сгорания 8000 ккал/м³ (35,5 МДж/м³) при КПД котельной на выработку тепловой энергии, равном $\eta = 0,87$, составит

$$B = \frac{1,163}{35,5 \cdot 0,87} = 0,0364 \text{ м}^3/\text{Гкал}.$$

Расход сетевой воды, при отпуске теплоты в размере 1 Ккал/ч (1,163 МВт) по графику 95/70, при плотности обратной сетевой воды при температуре 70 °С, равной 978 кг/м³, составит

$$G_c = \frac{N}{\rho_v \cdot c_v \cdot (t_{np} - t_{obr})} = \frac{1,163 \cdot 10^3}{978 \cdot 4,19 \cdot 25} = 0,0113 \text{ кг/с}.$$

Стандартный напор сетевого насоса составляет 80 м водяного столба, что соответствует напору, равному $\Delta P_c = 80 \cdot 9,81 \cdot 10^3 = 7,85 \cdot 10^5$ Па.

Тогда мощность сетевого насоса при его КПД, равном $\eta_n = 0,6$, составит

$$N = \frac{G_c \cdot \Delta P_c}{\eta_n} = \frac{0,0113 \cdot 0,785 \cdot 10^5}{0,6 \cdot 10^3} = 14,8 \text{ кВт}.$$

Для определения электрической мощности дутьевого вентилятора и дымососа необходимо определение расходов воздуха и продуктов сгорания.

Расходы воздуха G_v и продуктов сгорания G_r при известном коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,4$ могут быть рассчитаны по следующим выражениям:

$$G_v = \alpha \cdot B \cdot V^0, \quad G_r = [V_r^0 + (\alpha - 1) \cdot V^0] \cdot B.$$

При теоретически необходимом объеме воздуха $V^0 = 9,7 \text{ м}^3/\text{м}^3$ и теоретическом объеме продуктов сгорания, равном $V_r^0 = 10,4 \text{ м}^3/\text{м}^3$, рас-

ходы воздуха и продуктов сгорания при рассчитанном расходе топлива составят соответственно: $G_b = 0,153 \text{ м}^3/\text{с}$, $G_r = 0,161 \text{ м}^3/\text{с}$.

Напор, создаваемый вентилятором, составляет около 2000 Па, напор, создаваемый дымососом, не превышает 4000 Па. Тогда при КПД вентилятора и дымососа на уровне $\eta = 0,4$ необходимая мощность привода вентилятора и дымососа для выработки 1 Гкал теплоты составит:

$$N = \frac{G_b \cdot \Delta P_b}{\eta} = \frac{0,153 \cdot 2000}{0,4 \cdot 1000} = 0,756 \text{ кВт};$$

$$N = \frac{G_d \cdot \Delta P_d}{\eta} = \frac{0,161 \cdot 4000}{0,4 \cdot 1000} = 1,61 \text{ кВт}.$$

Суммарная потребляемая электрическая мощность с учетом необходимых затрат электроэнергии на освещение и электропитание приборов автоматизации и сигнализации на уровне 15 % от мощности электроприводов составит

$$N = 1,15 \cdot (0,756 + 1,61 + 14,8) \approx 20 \text{ кВт}.$$

Затраты электроэнергии на выработку 1 Гкал/ч могут быть снижены за счет уменьшения сопротивления водяного и газовоздушного тракта, а иногда за счет отказа от использования дымососа или вентилятора.

Задачи к главе 1

Задача 1.1

Тепловая мощность котла 50 МВт; КПД = 85 %. В котле сжигают природный газ следующего состава: $\text{CH}_4 = 85 \%$; $\text{CO}_2 = 3 \%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 1 \%$; N_2 — остальное. Как изменится расход воздуха, если с тем же избытком воздуха $\alpha = 1,1$ и с тем же η сжигать доменный газ следующего состава: $\text{CO} = 25 \%$; $\text{CO}_2 = 25 \%$; $\text{N}_2 = 35 \%$; $\text{H}_2 = 10 \%$; $\text{CH}_4 = 0,5 \%$?

Теплота сгорания природного газа

$$\begin{aligned} Q_{\text{н}}^c &= 0,01[10,8\text{H}_2 + 12,65\text{CO} + 35,85\text{CH}_4 + 63,8\text{C}_2\text{H}_6 + 91,3\text{C}_3\text{H}_8 + \dots + 23,4\text{H}_2\text{S}] = \\ &= 0,01 \cdot (35,85 \cdot 85 + 63,8 \cdot 1) = 31,111 \text{ МДж/м}^3. \end{aligned}$$

Теплота сгорания доменного газа

$$Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 0,01[10,8\text{H}_2 + 12,65\text{CO} + 35,85\text{CH}_4 + 63,8\text{C}_2\text{H}_6 + 91,3\text{C}_3\text{H}_8 + \dots + 23,4\text{H}_2\text{S}] = \\ = 0,01 \cdot (10,8 \cdot 10 + 12,65 \cdot 25 + 35,85 \cdot 0,5) = 4,42 \text{ МДж/м}^3.$$

Расход природного газа

$$B_{\text{пр}} = \frac{Q}{Q_{\text{н,пр}}^{\text{р}} \cdot \eta} = \frac{50}{31,11 \cdot 0,85} = 1,89 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход доменного газа

$$B_{\text{д}} = \frac{Q}{Q_{\text{н,д}}^{\text{р}} \cdot \eta} = \frac{50}{4,42 \cdot 0,85} = 13,31 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Теоретически необходимое количество воздуха при сжигании природного газа

$$V^0 = 0,0476 \left(0,5\text{H}_2 + 0,5\text{CO} + 1,5\text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2 \right) = \\ = 0,476 \cdot (2 \cdot 85 + 3,5 \cdot 1) = 8,26 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретически необходимое количество воздуха при сжигании доменного газа

$$V^0 = 0,0476 \left(0,5\text{H}_2 + 0,5\text{CO} + 1,5\text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2 \right) = \\ = 0,476 \cdot (0,5 \cdot 10 + 0,5 \cdot 25 + 2 \cdot 0,5) = 0,881 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Расход воздуха при сжигании природного газа

$$G_{\text{в,пр}} = \alpha \cdot B_{\text{пр}} \cdot V_{\text{пр}}^0 = 1,89 \cdot 1,1 \cdot 8,26 = 17,17 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход воздуха при сжигании доменного газа

$$G_{\text{в,д}} = \alpha \cdot B_{\text{д}} \cdot V_{\text{д}}^0 = 13,31 \cdot 1,1 \cdot 0,881 = 12,9 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Задача 1.2

Рассчитать объемы и расход продуктов сгорания при сжигании газообразного топлива с расходом $10000 \text{ м}^3/\text{ч}$ при избытке воздуха $\alpha = 1,4$. Состав топлива: $\text{CH}_4 = 42\%$; $\text{CO} = 32\%$; $\text{H}_2 = 10\%$; $\text{H}_2\text{S} = 10\%$ остальное — N_2 . Определить энтальпию продуктов сгорания при $t_{\text{yx}} = 130^\circ\text{C}$. Теплоемкость продуктов сгорания принять равной $c_{\text{г}} = 1,4 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$.

Теоретически необходимое количество воздуха

$$V^0 = 0,0476 \left(0,5\text{H}_2 + 0,5\text{CO} + 1,5\text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2 \right) = \\ = 0,0476 \cdot (0,5 \cdot 10 + 0,5 \cdot 32 + 1,5 \cdot 10 + 2 \cdot 42) = 5,712 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объем сухих трехатомных продуктов сгорания

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01(\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{S} + \text{CH}_4 + \sum m\text{C}_m\text{H}_n + \text{SO}_2) = \\ = 0,01 \cdot (32 + 10 + 42) = 0,84 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объем азота в топливе

$$N_2 = 100 - \text{CH}_4 - \text{CO} - \text{H}_2 - \text{H}_2\text{S} = 100 - 42 - 32 - 10 - 10 = 6 \text{ \%}.$$

Теоретический объем азота

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + 0,01N_2 = 0,79 \cdot 5,712 + 0,01 \cdot 6 = 4,105 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объем водяных паров составит:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 \left[\text{H}_2 + \text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \sum \frac{n}{2} \text{C}_m\text{H}_n + \text{H}_2\text{O} \right] = \\ = 0,01 \cdot (10 + 10 + 2 \cdot 42) = 1,04 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объем продуктов сгорания

$$V_{\text{r}}^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,84 + 4,105 + 1,04 = 5,985 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Действительный объем продуктов сгорания

$$V_{\text{r}} = V_{\text{r}}^0 + 1,0161(\alpha - 1)V^0 = 5,985 + 1,0161 \cdot (1,4 - 1) \cdot 5,712 = 8,41 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Расход продуктов сгорания

$$G_{\text{r}} = B \cdot V_{\text{r}} = \frac{10000}{3600} \cdot 8,41 = 23,36 \text{ м}^3/\text{с} = 84100 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Энтальпия продуктов сгорания

$$I_{\text{r}} = c_{\text{r}} \cdot t_{\text{yx}} \cdot V_{\text{r}} = 1,4 \cdot 130 \cdot 8,41 = 1531 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

Задача 1.3

Для условий задачи № 1.2 определить концентрации газовых компонентов в сухих продуктах.

Теоретический объем сухих продуктов сгорания

$$V_{\text{сг}}^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 = 0,84 + 4,105 = 4,945 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Действительный объем сухих продуктов сгорания

$$V_{\text{сг}} = V_{\text{сг}}^0 + (\alpha - 1)V^0 = 4,945 + (1,4 - 1) \cdot 5,712 = 7,23 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объем оксидов серы

$$V = 0,01 \cdot (\text{H}_2\text{S} + \text{SO}_2) = 0,01 \cdot 10 = 0,1 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объем CO_2

$$V_{\text{CO}_2} = V_{\text{RO}_2} - V_{\text{SO}_2} = 0,84 - 0,1 = 0,74 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Концентрация оксидов серы

$$\text{SO}_2 = \frac{V_{\text{SO}_2}}{V_{\text{сг}}} = \frac{0,1}{7,23} \cdot 100 = 1,38 \text{ \%}.$$

Концентрация диоксида углерода

$$\text{CO}_2 = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\text{сг}}} = \frac{0,74}{7,23} \cdot 100 = 10,24 \text{ \%}.$$

Концентрация азота

$$\text{N}_2 = \frac{V_{\text{N}_2}^0 + 0,79 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0}{V_{\text{сг}}} = \frac{4,105 + 0,79 \cdot (1,4 - 1) \cdot 5,712}{7,23} = 81,74 \text{ \%}.$$

Концентрация кислорода

$$\text{O}_2 = \frac{0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0}{V_{\text{сг}}} = \frac{0,21 \cdot (1,4 - 1) \cdot 5,712}{7,23} = 6,64 \text{ \%}.$$

Сумма концентраций

$$\text{SO}_2 + \text{CO}_2 + \text{N}_2 + \text{O}_2 = 1,38 + 10,24 + 81,74 + 6,64 = 100 \text{ \%}.$$

Задача 1.4

Определить количество вырабатываемого пара давлением $P = 4 \text{ МПа}$ и температурой перегретого пара $t_{\text{пп}} = 440 \text{ }^\circ\text{C}$ (энтальпия перегретого пара $h_{\text{пп}} = 3308 \text{ кДж/кг}$) при сжигании в котле природного газа с расходом $B = 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ при коэффициенте избытка воздуха в уходящих газах

$\alpha_{yx} = 1,4$ и температуре $t_{yx} = 160^\circ\text{C}$. Состав газа: $\text{CH}_4 = 62\%$; $\text{CO} = 32\%$; $\text{H}_2 = 2\%$; остальное — N_2 . При расчетах принять $c_r = 1,5 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$; $q_5 = 0,8\%$; $q_3 = 0\%$; $t_{\text{пв}} = 105^\circ\text{C}$. Теплотой, теряемой с непрерывной продувкой, пренебречь.

Энтальпия питательной воды

$$h_{\text{п.в}} = 4,19 \cdot t_{\text{п.в}} = 4,19 \cdot 105 = 440 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

Теплота сгорания газа

$$\begin{aligned} Q_{\text{н}}^c &= 0,01[10,8\text{H}_2 + 12,65\text{CO} + 35,85\text{CH}_4 + 63,8\text{C}_2\text{H}_6 + 91,3\text{C}_3\text{H}_8 + \dots + 23,4\text{H}_2\text{S}] = \\ &= 0,01 \cdot (10,8 \cdot 2 + 12,65 \cdot 32 + 35,85 \cdot 62) = 26,491 \text{ МДж}/\text{м}^3. \end{aligned}$$

Теоретически необходимое количество воздуха

$$\begin{aligned} V^0 &= 0,0476 \left(0,5\text{H}_2 + 0,5\text{CO} + 1,5\text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2 \right) = \\ &= 0,0476 \cdot (0,5 \cdot 2 + 0,5 \cdot 32 + 1,5 \cdot 10 + 2 \cdot 62) = 6,71 \text{ м}^3/\text{м}^3. \end{aligned}$$

Объем сухих трехатомных продуктов сгорания

$$\begin{aligned} V_{\text{RO}_2} &= 0,01(\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{S} + \text{CH}_4 + \sum m\text{C}_m\text{H}_n + \text{SO}_2) = \\ &= 0,01 \cdot (32 + 62) = 0,94 \text{ м}^3/\text{м}^3. \end{aligned}$$

Объем азота в топливе

$$\text{N}_2 = 100 - \text{CH}_4 - \text{CO} - \text{H}_2 - \text{H}_2\text{S} = 100 - 62 - 32 - 2 = 4\%.$$

Теоретический объем азота

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + 0,01\text{N}_2 = 0,79 \cdot 6,71 + 0,01 \cdot 4 = 45,34 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объем водяных паров составит:

$$\begin{aligned} V_{\text{H}_2\text{O}}^0 &= 0,01 \left[\text{H}_2 + \text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \sum \frac{n}{2} \text{C}_m\text{H}_n + \text{H}_2\text{O} \right] = \\ &= 0,01 \cdot (2 + 2 \cdot 62) = 1,26 \text{ м}^3/\text{м}^3. \end{aligned}$$

Теоретический объем продуктов сгорания

$$V_{\text{r}}^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,94 + 5,34 + 1,26 = 7,54 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Действительный объем продуктов сгорания

$$V_{\text{r}} = V_{\text{r}}^0 + 1,0161(\alpha - 1)V^0 = 7,54 + 1,0161 \cdot (1,4 - 1) \cdot 6,71 = 10,39 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Энтальпия уходящих газов

$$I_{\Gamma} = c_{\Gamma} \cdot t_{\text{yx}} \cdot V_{\Gamma} = 1,5 \cdot 160 \cdot 10,39 = 2494 \text{ кДж/м}^3.$$

Энтальпия холодного воздуха

$$I_{\text{х.в}}^0 = c_{\text{х.в}} \cdot t_{\text{х.в}} \cdot V^0 = 1,3 \cdot 30 \cdot 6,71 = 262 \text{ кДж/м}^3.$$

$$q_2 = \frac{I_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} I_{\text{х.в}}^0}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{2494 - 1,4 \cdot 262}{26491} \cdot 100 = 9,02\%.$$

КПД котла

$$\eta = 100 - q_2 - q_3 - q_5 = 100 - 9,02 - 0 - 0,8 = 90,18\%.$$

Количество вырабатываемого пара

$$D = \frac{B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta}{h_{\text{п.п}} - h_{\text{п.в}}} = \frac{8000 \cdot 26,491 \cdot 0,9018}{(3308 - 440)} = 66,64 \text{ т/ч}.$$

2. Энергосбережение в котельных и тепловых сетях

2.1. Снижение потерь теплоты с уходящими газами

Основными потерями в котельных установках являются потери с уходящими газами [3, 4, 5]. Обычно эти потери составляют 5–7 %, но могут достигать до 20–25 %, в частности в котлах без хвостовых поверхностей нагрева. Основными параметрами, влияющими на изменение потерь с уходящими газами q_2 , являются температура уходящих газов и коэффициент избытка воздуха.

1. *Температура уходящих газов.* Установка водяного экономайзера либо воздухоподогревателя позволяет получить экономию топлива в размере от 4 до 7 %, в зависимости от коэффициента избытка воздуха. Выражение для потерь теплоты с уходящими газами без учета теплоты, вносимой холодным воздухом, имеет следующий вид:

$$q_2 = \frac{I_{yx}}{Q_H^p} \cdot 100 \% = \frac{c_r [V_r^0 + (\alpha - 1)V^0] t_{yx}}{Q_H^p} \cdot 100 \%. \quad (2.1)$$

Рассчитаем изменение потерь q_2 при увеличении либо уменьшении температуры уходящих газов на Δt_{yx}

$$\frac{\Delta q_2}{\Delta t_{yx}} = \frac{c_r [V_r^0 + (\alpha - 1)V^0]}{Q_H^p} \cdot 100 \%. \quad (2.2)$$

Для природного газа $V^0 \approx 9,7 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $V_r^0 \approx 10,5 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $Q_H^p \approx 36,5 \text{ МДж}/\text{м}^3$. При средней теплоемкости продуктов сгорания $c_r = 1,5 \text{ кДж}/\text{м}^3$ и коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,2$ отношение $\Delta q_2 / \Delta t_{yx} \approx 0,05$. Таким образом, уменьшение температуры уходящих газов на 20°C при $\alpha = 1,2$ приводит к увеличению КПД всего лишь на 1 %. При больших избытках воздуха влияние изменения температуры уходящих газов

на КПД будет более существенно. Но потенциал энергосбережения при данном мероприятии оказывается незначительным. Как правило, в большинстве котельных температура уходящих газов близка к 100–120 °С и дальнейшее снижение температуры уходящих газов ограничивается условиями эксплуатации дымовой трубы.

2. Коэффициент избытка воздуха. Увеличение коэффициента избытка воздуха в топке выше оптимального значения приводит к снижению температуры в топке, к уменьшению температурного напора, а значит, к уменьшению тепловосприятия поверхностей теплообмена. Кроме того, с увеличением избытка воздуха возрастают расходы воздуха и продуктов сгорания и соответственно возрастает расход электроэнергии на привод вентилятора и дымососа. Из выражения (2.1) следует, что при изменении коэффициента избытка воздуха на $\Delta\alpha$ потери теплоты с уходящими газами меняются на

$$\frac{\Delta q_2}{\Delta\alpha} = \frac{c_r V^0 t_{yx}}{Q_n^p} \cdot 100 \%. \quad (2.3)$$

При температуре уходящих газов в диапазоне 120–170 °С увеличение $\Delta\alpha$ на 1 приводит к увеличению q_2 на 5–7 %. Коэффициент избытка воздуха в топке достаточно легко контролировать и есть возможность его поддержания за счет изменения расходов воздуха и топлива.

Гораздо хуже обстоит дело с контролем присосов по тракту котла. Дело в том, что при разряжении, созданном дымососом, скорость, с которой проникает воздух через неплотности ограждений, приближенно может быть рассчитана как $w = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\zeta \cdot \rho}}$ и при разряжении рав-

ном 2000 Па составляет примерно 45 м/с (162 км/ч).

Поэтому необходимы мероприятия по обеспечению плотности газоходов по тракту котла.

2.2. Потери теплоты с химической неполнотой сгорания

Потери теплоты должны быть сведены к нулю за счет правильного выбора горелок, и главное — за счет тщательного проведения пусконаладочных работ. Так, в котельной УрФУ после проведении пу-

сконаладоочных работ на котле № 2 содержание СО в продуктах сгорания при различных нагрузках котла (см. табл. П. 6.7) меняется в диапазоне от 10 до 100 *ppm*. Соответствующая потеря теплоты с химической неполнотой сгорания при концентрации СО = 100 *ppm* = $100 \cdot 10^{-6} \cdot 100 = 0,01\%$ и составляет в соответствии с формулой (1.25) $q_3 = (Q_{\text{CO}} \cdot \text{СО} \cdot V_{\text{сг}}) / Q_{\text{н}}^{\text{p}} = (12,6 \cdot 0,01 \cdot 10) / 36,5 = 0,03\%$.

Таким образом, при нормально проведенных пусконаладочных работах потери теплоты с химической неполнотой сгорания при сжигании природного газа должны отсутствовать.

2.3. Потери теплоты в окружающую среду

Для снижения расхода газа из-за потерь теплоты в окружающую среду следует тщательно выполнять и поддерживать в исправном состоянии ограждения котла, изоляцию оборудования, трубопроводов, задвижек, фланцев и т.д.; при этом температура на поверхности обмуровки не должна превышать 55 °С при температуре окружающего воздуха 25 °С.

2.4. Работа котельной установки в режиме пониженного давления

Работа котельной установки в режиме пониженного давления характеризуется следующим:

а) уменьшение давления пара в барабане котла приводит к снижению степени сухости пара, особенно существенно при $p_{\text{к}} \leq 0,5p_{\text{н}}$. Кроме того, увеличение влажности пара может приводить к гидравлическим ударам в сетях и паропотребляющем оборудовании, увеличению времени технологических процессов, а в некоторых процессах и к браку продукции;

б) снижение давления пара и уменьшение температуры насыщения увеличивает температурный напор и приводит к более глубокому охлаждению продуктов сгорания, что несколько повышает КПД котла.

2.5. Температура питательной воды

Она оказывает существенное влияние на экономичность работы котлоагрегатов. Для котлов с $p_n = 14$ кгс/см² увеличение температуры воды на входе в барабан котла $t_{в.б}$ на каждые 10 °С дает экономию газа на 1,7–2,2 % при условии сохранения постоянного значения КПД за счет дополнительных мероприятий. Расход природного газа на выработку пара может быть рассчитан из уравнения прямого баланса котлоагрегата [4, 5]

$$BQ_n^p \eta = D(h'' - h_{п.в}), \quad (2.4)$$

где D — паропроизводительность котельной; h'' и $h_{п.в}$ — энтальпии насыщенного пара и питательной воды.

При температуре питательной воды 105–110 °С, КПД, равном 90 %, и энтальпии насыщенного пара при давлении 14 кгс/см², равной 2788 кДж/кг, расход природного газа на выработку одной тонны пара составит $\Delta B/D \cong 70$ м³/т. Повышение температуры питательной воды (при условии сохранения постоянных значений давления пара, производительности и КПД) можно оценить из уравнения прямого баланса котла (2.4)

$$\frac{\Delta B}{D} = -\frac{\Delta h_{п.в}}{Q}. \quad (2.5)$$

Увеличение температуры питательной воды на 10 °С приводит к уменьшению удельного расхода газа на $\Delta B/D = 41,9 \cdot 10^3 / (36,5 \cdot 0,9 \cdot 10^3) = 1,5$ м³/т, или на $(1,5/70)100\% \approx 2\%$.

Но увеличение температуры питательной воды приводит к увеличению температуры уходящих газов, особенно когда экономайзер является последней по ходу газов поверхностью, что приводит к снижению КПД. Потому положительный эффект от повышения температуры питательной воды может быть достигнут только при одновременном проведении мероприятий по снижению температуры уходящих газов. Так, например, увеличение температуры питательной воды и установка теплофикационного экономайзера за паровым котлом дает суммарный положительный эффект.

2.6. Возврат конденсата в котельную

В практике эксплуатации паровых систем теплоснабжения недостаточное внимание уделяется сбору и возврату конденсата в котельную, а это приводит к значительному перерасходу топлива. Перерасход газа (ΔB , м³/ч) в котельной только за счет замещения физической теплоты невозвращенного от потребителя конденсата может быть рассчитан по формуле [4, 5]

$$\frac{\Delta B}{D} = \frac{(1-\varphi)(h_k - h_{c.b.})}{Q_H^p \eta}, \quad (2.6)$$

где D — паропроизводительность котельной, т/ч; φ — доля возврата конденсата, доли единицы; $D(1-\varphi)$ — количество конденсата, невозвращенное в котельную, в том числе и от расхода пара на собственные нужды, т/ч; h_k и $h_{c.b.}$ — действительная энтальпия конденсата в котельной и энтальпия сырой (исходной) воды, кДж/кг. При полном невозврате конденсата $\varphi = 0$ удельный перерасход топлива составит

$$\frac{\Delta B}{D} = \frac{\varphi \cdot (h'_k - h_{c.b.})}{Q_H^p \eta} = \frac{4,19 \cdot (90 - 10) \cdot 10^3}{36,5 \cdot 10^3 \cdot 0,9} \cong 10 \text{ м}^3/\text{т}, \quad (2.7)$$

что составляет $10/70 \cdot 100 \approx 15\%$ от расхода топлива на выработку пара.

2.7. Использование тепловой энергии непрерывной продувки котлов

При избыточном давлении пара $P = 1,6\text{--}1,3$ МПа, наиболее распространенном в отопительно-производственных котельных, каждый процент продувки, если ее тепловая энергия не используется, увеличивает расход топлива примерно на

$$\frac{\Delta B}{D} = \frac{(h' - h_{c.b.})}{Q_H^p \eta} = 0,01 \frac{840 - 4,19 \cdot 10}{36,5 \cdot 0,9} = 0,24 \text{ м}^3/\text{т}, \quad (2.8)$$

что составляет $0,24/70 \cdot 100 = 0,34\%$ от расхода топлива на выработку пара [4, 5].

При максимальной допустимой расчетной продувке 10 %, установленной нормами для котлов с давлением до 1,4 МПа, и без использо-

вания тепловой энергии продувочной воды потери топлива могут превысить 3,5 % общего расхода топлива.

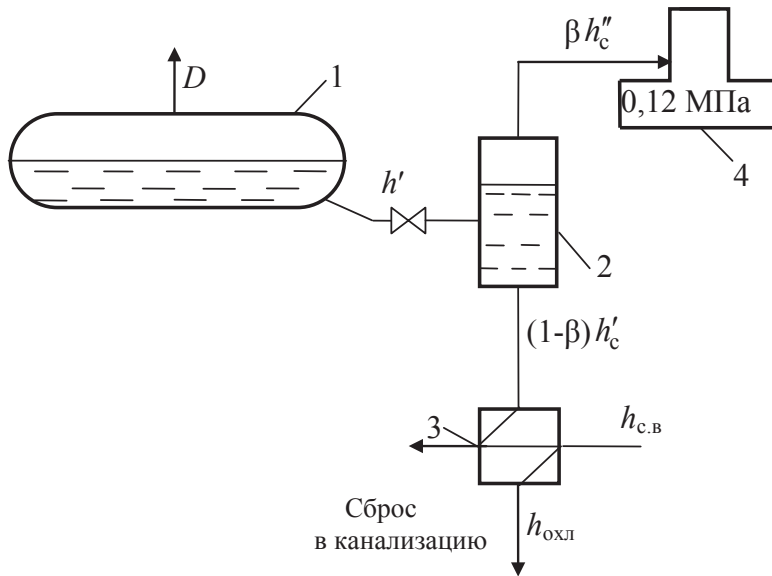


Рис. 2.1. Схема установки сепаратора и охладителя непрерывной продувки:
1 — барабан котла; 2 — сепаратор непрерывной продувки; 3 — теплообменник-охладитель сепарированной воды; 4 — деаэратор [4, 5]

Для использования тепловой энергии непрерывной продувки устанавливают сепаратор и теплообменник (рис. 2.1). Экономия топлива на каждую тонну выработанного пара при использовании тепловой энергии продувочной воды с установкой сепаратора и теплообменника составит:

$$\frac{\Delta B}{D} = P \frac{[\beta(h''_c - h_{c.в}) + (1 - \beta)(h'_c - h_{c.в})]}{Q_H^p \eta}, \quad (2.9)$$

где P — процент продувки; h''_c — удельная энтальпия сепарированного пара, кДж/кг; h'_c — удельная энтальпия сепарированной воды, кДж/кг; β — доля сепарированного пара, которая рассчитывается по выражению

$$\beta = \frac{h' - h'_c}{h''_c - h'_c}, \quad (2.10)$$

где h' — энтальпия продувочной воды. При давлении в котле 1,4 МПа и давлении в сепараторе, близком к атмосферному, доля сепарирован-

ного пара составляет $\sim 0,17-0,2$. С увеличением давления в барабане котла доля пара вторичного вскипания увеличивается.

Степень использования тепла продувочной воды может быть охарактеризована коэффициентом использования ϕ . При установке сепаратора и теплообменника ϕ определяется по формуле

$$\phi = \frac{\beta(h''_c - h_{c.B}) + (1 - \beta)(h'_c - h_{c.B})}{h' - h_{c.B}}. \quad (2.11)$$

Если установлен только сепаратор, при расчете по этой формуле принимают $h_{c.B} = h'_c$, т. е. второй член в числителе равен нулю.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta B}{D} &= P \frac{[\beta(h''_c - h_{c.B}) + (1 - \beta)(h'_c - h_{c.B})]}{Q_H^p \eta} = \\ &= 0,1 \cdot \frac{0,2 \cdot (2675,5 - 440) + 0,8 \cdot (440 - 60)}{36,5 \cdot 0,9} = 2,3 \text{ м}^3/\text{т}, \end{aligned}$$

что составляет $2,3/70 \cdot 100 = 3,3\%$ от расхода топлива на выработку пара.

2.8. Режимы работы котельного оборудования

Большие легкодоступные практически не требующие затрат резервы экономии газа и электроэнергии заключены в оптимальном распределении нагрузок между котлами, работающими на общего потребителя.

С уменьшением нагрузки ниже номинальной (см. рис. 2.2) уменьшается температура уходящих газов, а значит, падают потери теплоты с уходящими газами. При малых нагрузках уменьшаются скорости истечения газа и воздуха, ухудшается их смешение и могут возникнуть потери с химической неполнотой сгорания. Абсолютные потери теплоты через обмуровку остаются практически неизменными, а относительные (отнесенные на единицу расхода топлива) естественно возрастают. Это приводит к тому, что при пониженных нагрузках имеется максимальное значение КПД (см. рис. 2.3). Значение нагрузки котла, при которой КПД достигает максимума, зависит от множества факторов, основными из которых являются вид топлива, тип котла и его номинальная мощность.

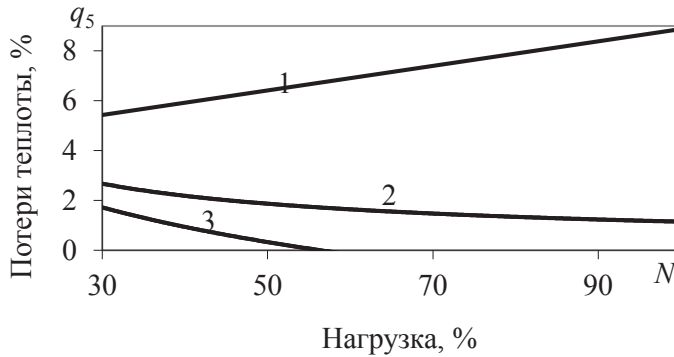


Рис. 2.2. Изменение потерь с уменьшением нагрузки котла:

1 — потери теплоты с уходящими газами; 2 — потери теплоты с химической неполнотой сгорания; 3 — потери теплоты через ограждения

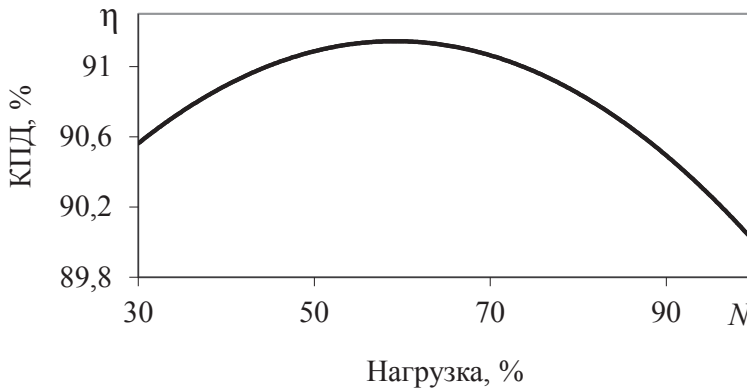


Рис. 2.3. Изменение КПД при уменьшении нагрузки котла

Если в котельной имеются одинаковые котлы, то для выработки одного и того же количества пара (тепловой энергии) суммарная нагрузка должна распределяться поровну.

2.9. Перевод паровых котлов на водогрейный режим

Перевод паровых котлов на водогрейный режим имеет как недостатки, так и преимущества.

При переводе всех котлов паровой котельной на водогрейный режим необходима установка вакуумного деаэратора вместо атмосфер-

ного, надежность работы которого в условиях разбалансировки тепловой сети крайне низка. При низкой температуре обратной сетевой воды и отсутствующих насосах рециркуляции, как правило, не удастся подогреть воду перед вакуумным деаэратором до требуемой температуры.

При переводе котла на водогрейный режим уменьшается температура воды на вводе в котел со 105 до 70 °С, а также увеличивается температурный напор, поскольку средняя температура теплоносителя снижается от температуры насыщения при давлении в котле (~194 °С) до средней температуры воды в водогрейном котле (~100 °С). Обе эти причины приводят к снижению температуры уходящих газов и, как следствие, к некоторому повышению КПД котла.

2.10. Оптимизация работы насосного и тягодутьевого оборудования

В целях обеспечения надежности, как правило, тягодутьевое оборудование устанавливается с большим запасом мощности. Это приводит к тому, что дымососы и вентиляторы работают далеко от области максимальных значений КПД. Достаточно простым и малозатратным мероприятием является замена существующего двигателя на электродвигатель с меньшим числом оборотов.

Наибольшие затраты электроэнергии в котельных приходятся на привод сетевых насосов. При этом следует выделить следующие особенности: должна быть тщательно проанализирована гидравлика сети, в которой не должно быть участков, где скорость воды много больше 1 м/с; при качественном регулировании тепловой нагрузки сеть должна быть шайбирована, чтобы исключить перераспределение нагрузок между потребителями; характеристики насосов должны быть согласованы с характеристикой тепловой сети. И, наконец, должна быть предусмотрена возможность работы с пониженным расходом воды в летний период, для чего обычно устанавливают дополнительные насосы.

Мощность электродвигателя для насоса (вентилятора, дымососа) пропорциональна произведению напора H на объемный расход Q

$$N = H \cdot Q \cdot \eta.$$

При этом следует помнить, что напор пропорционален квадрату числа оборотов, а расход пропорционален числу оборотов в первой степени, т. е. мощность пропорциональна числу оборотов в третьей степени.

Значение КПД насоса можно взять из технического паспорта или каталога. При отсутствии данных можно принять для поршневых насосов $\eta_n = 0,7–0,98$; для центробежных с давлением выше 39 кПа 0,6–0,75, при более низком давлении — 0,3–0,6 [7].

Производительность насосов чаще всего регулируется путем дросселирования. На рис. 2.4 [7] показано, как зависят характеристики работы насосной установки при дроссельном регулировании. Насос подбирается таким образом, чтобы при заданном максимальном расходе Q был обеспечен минимальный заданный напор. Этот режим обеспечивается при пересечении характеристики насоса с характеристикой сети. При закрытии дросселя сопротивление сети увеличится и характеристика сети пойдет круче. Точка пересечения будет находиться левее, т. е. соответствовать меньшему Q' расходу и большему напору H' . С помощью дросселя в трубопроводную сеть как бы вводится дополнительное гидравлическое сопротивление и расход Q снижается.

Регулирование с помощью дросселя является самым нерациональным, однако, благодаря своей простоте, оно широко применяется в системах водоснабжения.

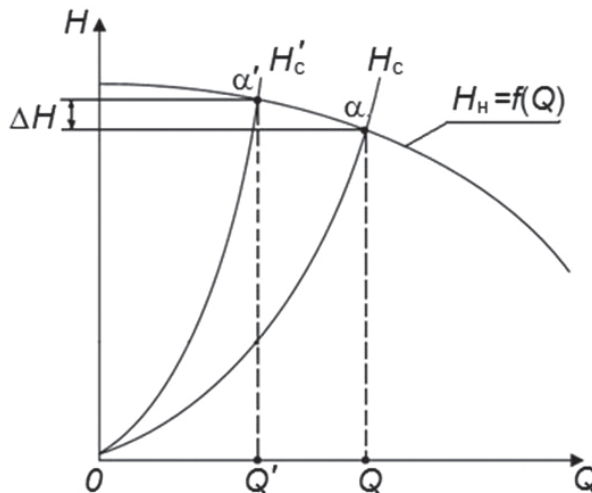


Рис. 2.4. Регулирование производительности центробежных насосов путем дросселирования $n = \text{const}$

Другим способом регулирования скорости вращения насоса является использование гидромффт, вариаторов скорости или редукторов, устанавливаемых между насосом и электродвигателем. Одним из самых экономичных способов регулирования производительности насосов является регулирование частоты напряжения питания асинхронного или синхронного двигателя (рис. 2.5).

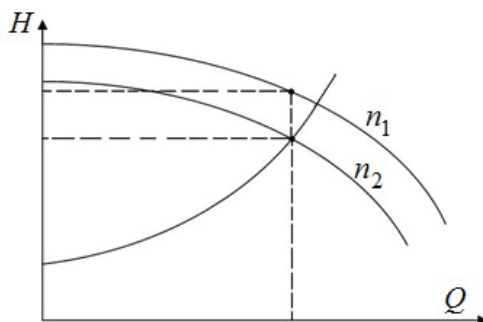


Рис. 2.5. Регулирование производительности насоса способом изменения скорости вращения рабочего колеса

Если расход Q существенно и часто меняется, то становится целесообразным применение частотного регулирования. Принцип регулирования показан на рис. 2.5 [7]. С уменьшением частоты вращения рабочего колеса насоса напор и расход уменьшаются. В отличие от дроссельного регулирования данный способ позволяет регулировать производительность насоса как в сторону уменьшения, так и в сторону увеличения.

2.11. Тепловые потери трубопроводов

Качество изоляции трубопроводов, особенно в небольших населенных пунктах, не соответствует нормам. Достаточно часто встречаются протяженные участки плохо изолированных либо совсем неизолированных трубопроводов. Удельные (с единицы погонного метра) теплотери от неизолированных труб, q_l , обусловленные конвекцией и излучением, составят, Вт/м:

$$q_l = \pi d (\alpha_{\text{л}} + \alpha_{\text{к}}) (t_{\text{т}} - t_{\text{в}}), \quad (2.12)$$

где $\alpha_{\text{л}}$ и $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициенты теплоотдачи за счет излучения и конвекции; $t_{\text{т}}$ и $t_{\text{в}}$ — температуры теплоносителя и наружного воздуха; d — наружный диаметр трубы. Коэффициент теплоотдачи за счет излучения принимается в соответствии со СНИП равным $5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Точно рассчитать коэффициент теплоотдачи конвекцией достаточно сложно, поскольку его величина существенно зависит от погодных условий. При отсутствии ветра коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{к}}$ может быть рассчитан по формулам для естественной конвекции [8], $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$\alpha_{\text{к}} = \frac{\lambda}{d} 0,5 (\text{Gr Pr})^{0,25}, \quad (2.13)$$

где $\text{Gr} = g\beta \cdot (t_{\text{т}} - t_{\text{в}})d^3/\nu^2$ — число Грасгофа; коэффициент объемного расширения для идеальных газов рассчитывается как $\beta = 1/T_{\text{в}}$ (при температуре воздуха); g — ускорение свободного падения, $\text{Pr} = \nu/a$ — число Прандтля, коэффициент кинематической вязкости и коэффициент теплопроводности рассчитывают при температуре, средней между температурой поверхности и воздуха.

При наличии заметного ветра следует пользоваться выражениями для вынужденной конвекции [5, 8]

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,025 \text{Re}^{0,6} \text{Pr}^{0,38} (\text{Pr}/\text{Pr}_c)^{0,25} \text{ при } 10^3 < \text{Re} < 2 \cdot 10^5, \\ \text{Nu} &= 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,37} (\text{Pr}/\text{Pr}_c)^{0,25} \text{ при } 3 \cdot 10^5 < \text{Re} < 2 \cdot 10^6. \end{aligned} \quad (2.14)$$

На рис. 2.6 приведены данные расчета удельных тепловых потерь (при естественной конвекции) неизолированных стальных труб при температурах теплоносителя 130 и 90°C и средней температуре воздуха за отопительный период ($-6,8^\circ\text{C}$). При диаметре трубы в 300 мм и температуре теплоносителя 130°C с 1 км трубопровода теряется $1,5 \text{ МВт}$ тепловой мощности.

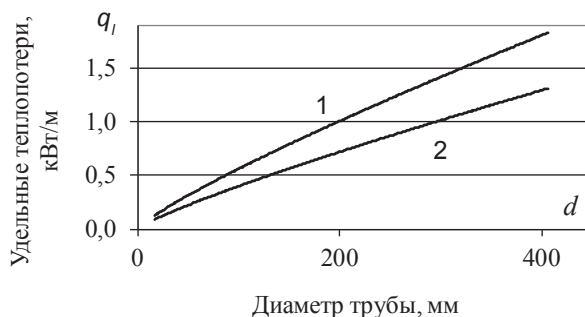


Рис. 2.6. Удельные тепловые потери от неизолированного трубопровода: 1 — температура теплоносителя 130°C ; 2 — температура теплоносителя 95°C

2.12. Система инфракрасного обогрева производственных помещений

Инфракрасные системы обогрева (ИКО) имеют ряд преимуществ по сравнению с традиционными системами [7]:

- высокая надежность теплоснабжения: отсутствие водяного цикла исключает размораживание;
- высокая скорость нагрева: прогрев рабочих мест осуществляется в течение нескольких минут после включения, что дает возможность снижения температуры, а значит, и расхода газа в ночное время, в выходные и праздничные дни;
- меньшая температура воздуха в помещении: комфортные условия работы наблюдаются при температурах внутреннего воздуха, меньших на 5–10 °С, чем при использовании конвективных систем;
- локальный обогрев: излучатели могут осуществлять зонный обогрев отдельных рабочих мест.

В соответствии с имеющимся опытом желаемая температура в помещении может быть выражена как

$$t_{\text{ж}} = t_{\text{в}} + t_{\text{л}},$$

где $t_{\text{в}}$ — температура воздуха в помещении, °С; $t_{\text{л}}$ — лучистая температура, получаемая поверхностями за счет излучения от рабочих поверхностей инфракрасных излучателей.

Воздух в помещении не нагревается за счет инфракрасного излучения и может быть ниже желаемой температуры. Следовательно, возможно снижение температуры воздуха $t_{\text{в}}$ при одновременном увеличении лучистой температуры $t_{\text{л}}$.

Выражение для желаемой температуры также может быть записано как

$$t_{\text{ж}} = t_{\text{в}} + 0,072I,$$

где I — плотность лучистого потока, Вт/м². Плотность потока излучения на постоянных рабочих местах ограничена величиной 150 Вт/м². При максимально допустимом лучистом потоке температура воздуха в рабочей зоне может быть снижена до $t_{\text{в}} = t_{\text{ж}} - 0,72I = 18 - 0,72 \cdot 150 = 7$.

Особенно эффективны системы ИКО в промышленных зданиях с высокими пролетами, в которых при обычных конвективных системах теплый воздух поднимается под потолок, оставляя нижнюю часть помещения, где как раз работают люди, относительно холодной. Разница в температурах между воздухом у пола и потолка может достигать 20 °С.

Оценим возможную экономию тепла при использовании системы ИКО. При стандартном конвективном способе отопления производственных помещений с высокими пролетами перепад температуры воздуха по высоте может достигать $\Delta t = 10\text{--}15$ °С. При известном коэффициенте тепловых потерь здания k плотность теплового потока потерь при конвективном отоплении приближенно выражается как

$$q = k(\bar{t} - t_n) = k\left(\frac{2t_{\text{ж}} + \Delta t}{2} - t_n\right), \quad (2.15)$$

где \bar{t} — средняя температура воздуха в помещении, °С; t_n — температура наружного воздуха, °С.

При лучистом отоплении перепад температуры воздуха по высоте здания отсутствует или может быть даже отрицательным (вверху температура воздуха ниже, чем у пола). В этом случае потери тепла при использовании системы ИКО и сохранении той же самой желаемой температуры на рабочем месте выражаются как

$$q_{\text{л}} = k(t_{\text{в}} - t_n) = k(t_{\text{ж}} - t_{\text{л}} - t_n). \quad (2.16)$$

Тогда перевод отопления с конвективного на ИКО при средней температуре наружного воздуха за отопительный сезон $t_n = -6,6$ °С дает снижение теплопотерь здания в два и более раз:

$$\frac{q_{\text{л}}}{q} \cdot 100\% = \frac{k(t - t_n)}{k(t_{\text{ж}} + \Delta t / 2 - t_n)} \cdot 100\% = \frac{7 - (-6,6)}{18 + 15 / 2 - (-6,6)} \cdot 100\% = 42\%.$$

Дальнейшее снижение потребления теплоты возможно за счет уменьшения температуры на рабочих местах в ночное время, выходные дни, а также путем применения локального обогрева. Все эти режимы легко реализуются с помощью ИКО.

По способам сжигания природного газа и температуре рабочих поверхностей можно выделить 3 группы ИК-излучателей [4, 5]:

а) светлые ИК-излучатели — температура рабочих поверхностей 800–1000 °С;

б) «темные» ИК-излучатели — 00–650 °С;

в) «черные» ИК-излучатели — 200–300 °С.

Светлые системы ИКО. Все светлые ИК-излучатели основаны на принципе поверхностного горения.

Основным элементом излучателя является панель из пористой перфорированной керамики (рис. 2.7). На внутреннюю сторону панели подается смесь газа и воздуха, которая затем проходит через отверстия малого диаметра в керамической панели, при этом смесь нагревается и воспламеняется вблизи поверхности. Образующееся в выходных частях отверстий пламя нагревает излучающую керамическую поверхность до температуры 800–1000 °С.

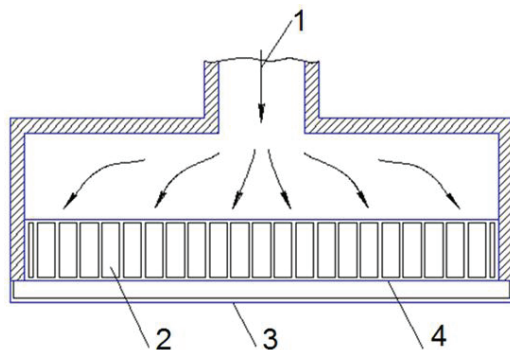


Рис. 2.7. Схема работы светлого ИК-излучателя:

1 — смесь газа и воздуха; 2 — пористая перфорированная панель;
3 — излучающая поверхность; 4 — стабилизирующий экран

Из-за высокой температуры поверхности эти излучатели должны монтироваться на достаточном расстоянии от рабочих мест и пола. Лучистый КПД в лучших моделях может достигать 60 %. Кроме того, продукты сгорания выбрасываются в атмосферу цеха, отдавая тепло зданию. Поэтому суммарный КПД таких систем близок к 100 %. Для поступления воздуха на горение и удаления продуктов сгорания необходимо обеспечить приточно-вытяжную вентиляцию объемом 23,3 м³/ч на 1 кВт установленной мощности ИК-излучателей. Как правило, имеющейся естественной вентиляции достаточно для этих целей.

Кроме указанных выше преимуществ, светлые излучатели компактны, легко устанавливаются на колоннах и фермах, не занимая полезное пространство цехов, не требуют специальных вытяжных и воздухоподводящих труб, вентиляторов, потребляют минимум элек-

троэнергии. Таким образом, светлые ИК-излучатели идеальны для обогрева цехов с высокими пролетами. Ограничения по применению могут быть связаны с чрезмерной запыленностью и пожароопасностью производства.

«Темные» ИК-излучатели. «Темные» ИК-излучатели имеют температуру рабочей поверхности $400\text{--}650\text{ }^{\circ}\text{C}$. Типичная конструкция представлена на рис. 2.8.

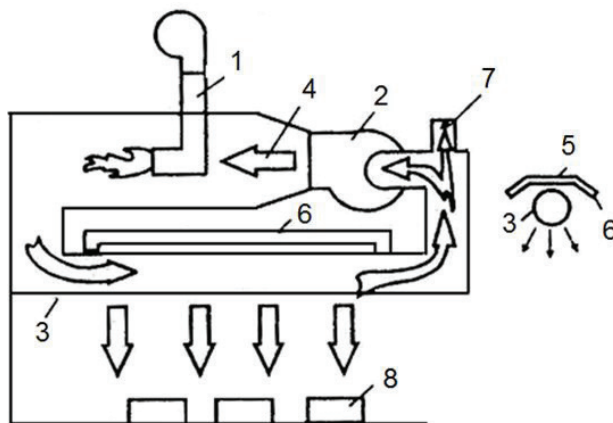


Рис. 2.8. Схема работы «темного» и «черного» ИК-излучателей:

1 — подача газа; 2 — вентилятор; 3 — воздуховод; 4 — воздушный поток; 5 — изоляция; 6 — рефлектор; 7 — вывод продуктов сгорания; 8 — рабочие места в цехе

Система содержит горелку, соединенную трубой диаметром $80\text{--}100\text{ мм}$ с вытяжным вентилятором. Поток продуктов сгорания поступает в трубу, доводя температуру ее наружной поверхности до $400\text{--}650\text{ }^{\circ}\text{C}$. Отражатель, расположенный над излучающей трубой, направляет поток тепла в отапливаемую зону.

Если в системе ИКО со светлыми излучателями продукты сгорания выбрасываются в атмосферу цеха, дополнительно отдавая теплоту, то в системах с «темными» излучателями продукты сгорания, как правило, должны выводиться наружу из-за повышенного содержания оксидов азота. При этом суммарный КПД «темных» систем не превосходит 70% .

«Черные» ИК-излучатели. «Черные» ИК-излучатели имеют температуру рабочих поверхностей $200\text{--}300\text{ }^{\circ}\text{C}$. Они представляют собой воздуховоды диаметром $300\text{--}400\text{ мм}$, устанавливаемые над рабочими местами в цехах. Внутри воздуховодов рециркулирует горячий воздух

с температурой 200—400 °С, нагревая стенки воздуховода. Сверху воздухопроводов устанавливается тепловая изоляция и рефлектор. Воздух для горения подается дополнительным вентилятором. Нагрев рециркуляционного воздуха осуществляется за счет смешения продуктов сгорания с нагреваемой средой.

Часть рециркулирующего воздуха выбрасывается за пределы помещения. Поскольку температура воздуха на выходе из системы, как правило, не превышает 200 °С, то суммарный КПД системы близок к 85 %.

Такие системы можно использовать не только в промышленных зданиях, но и в аэропортах, вокзалах, стадионах. Препятствием по применению таких систем может быть только отсутствие свободного пространства в цехе или вторжение в зону действия имеющихся кранов.

Задачи к главе 2

Задача 2.1

Рассчитать потери тепловой мощности от участка неизолированного трубопровода длиной 1,5 км с температурой теплоносителя $t = 130$ °С, при температуре окружающего воздуха $t_n = -20$ °С. Диаметр трубопровода $d = 219$ мм теплопроводность воздуха и вязкость воздуха принять равными $\lambda = 0,0283$ Вт/(м·К) и $\nu = 19 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr = 0,71$. При тарифе на тепловую энергию $P_q = 2000$ руб./Гкал без НДС рассчитать экономический ущерб в рублях от потерь тепловой энергии за отопительный сезон ($n = 5000$ часов в год).

Коэффициент теплоотдачи за счет излучения принимается в соответствии со СНиП «Тепловые сети» равным 5 Вт/(м²·К). Число Грасгофа при коэффициенте объемного расширения, равном $\beta = 1/T_n$,

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_t - t_n) d^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot (130 - (-20)) \cdot 0,219^3}{(273 - 20) \cdot 19^2 \cdot 10^{-12}} = 1,69 \cdot 10^8.$$

Коэффициент теплоотдачи естественной конвекцией может быть рассчитан как

$$\alpha_k = \frac{\lambda}{d} \cdot 0,5 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25} = \frac{0,0283}{0,219} \cdot 0,5 \cdot (1,69 \cdot 10^8 \cdot 0,71)^{0,25} = 1,69 \cdot 10^8 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Удельные (с единицы погонного метра) потери тепловой мощности от неизолированной трубы:

$$q_l = \pi d (\alpha_{\text{л}} + \alpha_{\text{к}}) (t_{\text{т}} - t_{\text{в}}) = 3,14 \cdot 0,219 \cdot (5 + 6,76) \cdot (130 + 20) = 1,21 \text{ кВт/м.}$$

Потери тепловой мощности с участка трубопровода длиной 1,5 км составят:

$$Q = q_l \cdot L = 1,21 \cdot 1500 / 1000 = 1,82 \text{ МВт.}$$

За год экономический ущерб от потерь тепловой энергии составит $\Theta = Q \cdot n \cdot P_q = 1,82 / 1,163 \cdot 5000 \cdot 2000 = 15649183,15$ рублей.

Задача 2.2

Из котла ДЕ-25, вырабатывающего насыщенный пар с давлением 14 атм, осуществляют непрерывную продувку. Процент продувки равен $P = 9\%$. Определить экономию топлива, которую можно получить за счет пара вторичного вскипания и охлаждения конденсата до температуры $t_{\text{к}} = 42^\circ\text{C}$, если абсолютное давление в расширителе непрерывной продувки составляет 0,12 МПа. В котле ДЕ сжигают газ северных месторождений, КПД котла 92 %.

Энтальпия кипящей воды в барабане котла $h' = 830$ кДж/кг, энтальпия пара и конденсата при давлении 0,12 МПа соответственно составляет

$$h''_c = 2683 \text{ кДж/кг и } h'_c = 439 \text{ кДж/кг.}$$

Доля пара вторичного вскипания составит

$$x = \frac{h' - h'_c}{h''_c - h'_c} = \frac{830 - 439}{2683 - 439} = 0,174.$$

Экономия топлива при использовании тепловой энергии продувочной воды с установкой сепаратора и теплообменника составит:

$$\begin{aligned} \Delta B &= D \cdot \frac{P}{100} \cdot \frac{[\beta(h''_c - h_{\text{с.в}}) + (1 - \beta)(h'_c - h_{\text{с.в}})]}{Q_{\text{н}}^p \eta} = \\ &= \frac{2,5}{3,6} \cdot \frac{9}{100} \cdot \frac{0,174 \cdot (2683 - 4,19 \cdot 10) + (1 - 0,174) \cdot (439 - 4,19 \cdot 10)}{35600 \cdot 0,92} = 0,055 \text{ м}^3/\text{с.} \end{aligned}$$

Задача 2.3

Котел имеет тепловую мощность 10 МВт. В котле сжигают газ северных месторождений ($Q_{\text{н}}^p = 35600$ кДж/м³; $V^0 = 9,44$ м³/м³; $V_{\text{г}}^0 = 10,6$ м³/м³). Температура уходящих газов составляет 170 °С, ко-

эффицент избытка воздуха 1,3. Определить диаметр дымовой трубы, если реальная скорость в ней составляет 11 м/с. Рассчитать, на сколько снизится температура продуктов сгорания за счет охлаждения газов в дымовой трубе, если ее высота составляет 20 м, коэффициент теплопередачи $k = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а температура наружного воздуха -20°С . Будет ли происходить конденсация водяных паров на внутренней поверхности трубы, если температура точки росы 54°С , а коэффициенты теплоотдачи с внутренней и наружной поверхности трубы равны $\alpha_1 = \alpha_2 = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$?

Объем продуктов сгорания природного газа

$$V_r = V_r^0 + (\alpha - 1) \cdot V^0 = 10,6 + (1,3 - 1) = 13,4 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Потери теплоты с уходящими газами составят

$$q_2 = \frac{c_r [V_r^0 + (\alpha - 1)V^0] t_{yx} - \alpha \cdot c_b \cdot V^0 \cdot t_{yx}}{Q_H^p} 100 \% =$$

$$= \frac{1,4 \cdot 13,4 \cdot 170 - 1,3 \cdot 1,3 \cdot 9,44 \cdot 30}{35600} = 8,8 \ \%.$$

Таким образом, КПД котла может быть принят равным (с учетом потерь теплоты через изоляцию) 90 %. Тогда расход топлива на котел определится как $B = N / (Q_H^p \cdot \eta) = 10 / (35,6 \cdot 0,9) = 0,312 \text{ м}^3/\text{с}$, а расход продуктов сгорания

$$G = B \cdot V_r = 0,312 \cdot 13,4 = 4,18 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Диаметр дымовой трубы будет равен

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G \cdot (t + 273)}{\pi \cdot w \cdot 273}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,18 \cdot (170 + 273)}{3,14 \cdot 11 \cdot 273}} = 0,89 \text{ м}.$$

Принимаем ближайший стандартный размер.

Температура газов на выходе из трубы может быть рассчитана из равенства

$$G_r \cdot c_r \cdot (t_r'' - t_r') = kF \Delta t.$$

Температурный напор в первом приближении (из-за незначительного охлаждения газов) рассчитывается как $\Delta t = t_r' - t_b - 10$.

Тогда температура газов на выходе из трубы определится из выражения

$$t''_{\Gamma} = t'_{\Gamma} - \frac{k \cdot F \cdot \Delta t}{G_{\Gamma} \cdot c_{\Gamma}} = 170 - \frac{10 \cdot 3,14 \cdot 0,89 \cdot 20 \cdot (170 + 20 - 10)}{4,18 \cdot 1,4} = 153 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Для определения возможной конденсации водяных паров из продуктов сгорания необходимо рассчитать температуру стенки трубы. Для этого запишем равенство тепловых потоков с учетом теплопередачи и теплоотдачи

$$k \cdot (t''_{\Gamma} - t_{\text{н}}) = \alpha \cdot (t''_{\Gamma} - t_{\text{ст}}).$$

Тогда температура стенки может быть рассчитана как

$$t_{\text{ст}} = t''_{\Gamma} - \frac{k}{\alpha} \cdot (t''_{\Gamma} - t_{\text{н}}) = 153 - \frac{10}{20} \cdot (153 + 20) = 66,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Задача 2.4

Определите часовую экономию условного топлива при уменьшении температуры уходящих газов от 190 до 130 °С для котла, работающего на природном газе при следующих условиях: тепловая мощность котла 50 МВт, КПД котла брутто $\eta_{\text{к.бр}} = 79\%$, объем дымовых газов $V_{\text{yx}} = 11,2 \text{ м}^3$, удельная теплоемкость дымовых газов $C_{\text{yx}} = 1,34 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$. Определить величину экономического эффекта в рублях в час при цене газа 4000 руб./1000 м³ без НДС.

Решение

Увеличение КПД за счет снижения температуры уходящих газов может быть рассчитано как

$$\eta_{\text{л}} = \eta_0 + \Delta q_2 = \eta_0 + \frac{c_{\text{yx}} \cdot V_{\text{yx}} \cdot \Delta t_{\text{yx}}}{Q_y} = 0,79 + \frac{1,34 \cdot 11,2 \cdot 60}{4,19 \cdot 7000} = 0,82.$$

Уменьшение расхода условного топлива за счет повышения КПД составит

$$\Delta B_y = \frac{N}{Q_y} \cdot \left(\frac{1}{\eta_0} - \frac{1}{\eta_{\text{л}}} \right) = \frac{50 \cdot 10^3}{4,19 \cdot 7000} \cdot \left(\frac{1}{0,79} - \frac{1}{0,82} \right) \cdot 3600 = 284 \text{ кг/ч}.$$

Уменьшение расхода природного газа

$$\Delta B = \Delta B_y \cdot \frac{Q_y}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} = 284 \cdot \frac{7000}{8500} = 234 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Величина экономического эффекта:

$$\Theta = \Delta B / 1000 \cdot P_f = 234 / 1000 \cdot 4000 = 936 \text{ руб./ч без НДС}.$$

3. Утилизация теплоты низкотемпературных дымовых газов

3.1. Влажный воздух, влажные продукты сгорания

Масса паров в 1 м^3 влажного воздуха, численно равная плотности пара $\rho_{\text{п}}$ при парциальном давлении $P_{\text{п}}$, называется абсолютной влажностью. Отношение действительной абсолютной влажности воздуха $\rho_{\text{п}}$ к максимально возможной абсолютной влажности $\rho_{\text{н}}$ при той же температуре называют относительной влажностью и обозначают $\varphi = \rho_{\text{п}}/\rho_{\text{н}} = P_{\text{п}}/P_{\text{н}}$. Здесь $P_{\text{п}}$ — парциальное давление водяного пара во влажном воздухе, $P_{\text{н}}$ — максимально возможное парциальное давление водяного пара при данной температуре.

Отношение массы водяного пара $m_{\text{п}}$, содержащегося во влажном воздухе, к массе сухого воздуха $m_{\text{в}}$ называется влагосодержанием [6] и измеряется в килограммах на килограмм сухих газов:

$$d = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{в}}} = \frac{\mu_{\text{п}} r_{\text{п}}}{\mu_{\text{в}} r_{\text{в}}} = \frac{18}{29} \frac{P_{\text{п}}}{P - P_{\text{п}}} = 0,622 \frac{\varphi P_{\text{н}}}{P - P_{\text{п}} \varphi}. \quad (3.1)$$

Максимальное влагосодержание, кг/кг, достигается при полном насыщении воздуха водяными парами ($\varphi = 1$).

$$d_{\text{max}} = 0,622 \frac{P_{\text{н}}}{P - P_{\text{н}}}. \quad (3.2)$$

Теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг·К), рассчитывают как сумму теплоемкости 1 кг сухого воздуха и d кг пара:

$$c = c_{\text{в}} + d \cdot c_{\text{п}}. \quad (3.3)$$

В диапазоне от 0 до 100°C $c_{\text{в}} = 1,0048 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; теплоемкость водяных паров $c_{\text{п}} = 1,96 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

Энтальпия влажного воздуха определяется как энтальпия газовой смеси, состоящей из 1 кг сухого воздуха и d кг пара:

$$h = h_b + d \cdot h_{\pi}. \quad (3.4)$$

Энтальпия сухого воздуха $h_b = 1,0048t$, энтальпия пара, содержащегося во влажном воздухе, достаточно точно может быть вычислена по формуле $h_{\pi} = 2400 + c_{\pi}t$, в которой теплота испарения воды (при температуре около 40 °С) принята равной 2400 кДж/кг, а теплоемкость пара 1,96 кДж/(кг·К).

Тогда энтальпия влажного воздуха (газа) может быть рассчитана как

$$h = 1,0048t + d[2500 + 1,96t]. \quad (3.5)$$

По данным формулам построена $I - d$ — диаграмма [6] влажного воздуха (см. рис. 3.1).

Для процессов, связанных с глубоким охлаждением продуктов сгорания, могут быть использованы приведенные выше формулы (и $I - d$ — диаграмма), полученные для воздуха. Отличие заключается в несколько различной молярной массе воздуха и продуктов сгорания.

Для продуктов сгорания среднего состава, сжигаемых с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,3$ ($P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$; $P_{\text{CO}_2} = 0,13$; $P_{\text{N}_2} = 0,76$), плотность и теплоемкость при 0 °С составляют соответственно $\rho = 1,33$ кг/м³, $c = 1,068$ кДж/(кг·К); для воздуха соответствующие значения равны $\rho = 1,29$ кг/м³, $c = 1,009$ кДж/(кг·К).

Следует помнить, что $h - d$ — диаграмма построена для определенного барометрического давления, равного 745 мм рт. ст. Поэтому расчеты с использованием $h - d$ — диаграммы носят приблизительный характер. При необходимости проведения точных расчетов следует пользоваться формулами (3.1)–(3.5) с учетом отличия плотности продуктов сгорания от плотности воздуха. Основными процессами при теплообмене являются процессы $d = \text{const}$ и $h = \text{const}$.

При сухом охлаждении воздуха или продуктов сгорания достигается температура, при которой относительная влажность достигает 100 %. Температура, соответствующая состоянию насыщения водяных паров, называется температурой точки росы. Она определяется из следующих соображений. При достижении температуры точки росы пар становится насыщенным. По известному влагосодержанию, которое рассчитывается по известному составу газов, рассчитывают давление насыщения, равное:

$$P_{\pi} = \frac{d_{\max} P}{0,622 + d_{\max}}. \quad (3.6)$$



По таблицам воды и насыщенного водяного пара [13] определяют температуру, равную температуре насыщения. Количество теплоты, которое выделилось при охлаждении газов от начального состояния 1 до состояния, соответствующего температуре точки росы, рассчитывается как разница энтальпий газа в соответствующих состояниях:

$$Q = h_1 - h_p = c_v(t_1 - t_p) + c_n d(t_1 - t_p) = (t_1 - t_p)(c_v + c_n \cdot d). \quad (3.7)$$

При конденсации водяных паров из продуктов сгорания выделяется скрытая теплота парообразования. При сжигании 1 м³ природного газа при полной конденсации водяных паров (см. раздел 1.1, формула (1.1)) дополнительно выделяется

$$Q_w \approx r \cdot \rho_{H_2O} \cdot V_{H_2O}^0 \approx 2500 \cdot 0,8 \cdot 2 \approx 4 \text{ МДж/м}^3.$$

Количество влаги, которое может выделиться при полной конденсации водяных паров, при сжигании 1 м³ топлива составит:

$$W = \rho_{H_2O} \cdot V_{H_2O}^0 = 0,8 \cdot 2 \approx 1,6 \text{ кг/м}^3. \quad (3.8)$$

Второй важной температурой, при известном начальном состоянии продуктов сгорания, является температура мокрого термометра, которая характеризует процессы испарения влаги. При испарении воды в поток газов вода, имеющая температуру более 0 °С, будет вносить некоторое количество теплоты и адиабатность процесса испарения влаги нарушится.

Количество теплоты, которое необходимо для испарения бесконечно малого количества влаги, имеющей температуру мокрого термометра, и ее перегрев до температуры t можно рассчитать как [9]

$$dQ = [r + c_n \cdot (t - t_m)] \cdot d(d). \quad (3.9)$$

Данное количество теплоты, отбираемое от газов, приводит к снижению температуры газов на dt

$$dQ = -(c_{cr} + c_n d)dt. \quad (3.10)$$

Приравнивая выражения (3.9) и (3.10)

$$[r + c_n \cdot (t - t_m)] \cdot d(d) = -(c_{cr} + c_n d)dt$$

и интегрируя в пределах от d до d_m и от t до t_m

$$\int_t^{t_m} \frac{dt}{[r + c_n \cdot (t - t_m)]} = - \int_d^{d_m} \frac{d(d)}{(c_{cr} + c_n d)}, \quad (3.11)$$

после очевидных преобразований

$$\begin{aligned}\frac{1}{c_{\pi}} \ln \left(\frac{r}{r + c_{\pi} \cdot (t - t_{\text{м}})} \right) &= -\frac{1}{c_{\pi}} \ln \left(\frac{c_{\text{сг}} + c_{\pi} d_{\text{м}}}{c_{\text{сг}} + c_{\pi} d} \right); \\ \frac{r}{r + c_{\pi} \cdot (t - t_{\text{м}})} &= \frac{c_{\text{сг}} + c_{\pi} d}{c_{\text{сг}} + c_{\pi} d_{\text{м}}}; \\ r + c_{\pi} \cdot (t - t_{\text{м}}) &= \frac{c_{\text{сг}} + c_{\pi} d_{\text{м}}}{c_{\text{сг}} + c_{\pi} d} \cdot r\end{aligned}$$

получим выражение для расчета температуры мокрого термометра

$$t_{\text{м}} = t - \frac{r \cdot (d_{\text{м}} - d)}{c_{\text{сг}} + dc_{\pi}}. \quad (3.12)$$

3.2. Контактные теплообменники для глубокого охлаждения продуктов сгорания

Проблему эффективного использования теплоты отходящих газов энергетических котлов и промышленных печей можно решить путем установки за ними контактных теплообменников с активной насадкой — КТАНов [10].

Для котлов ДЕ-25-ГМ разработаны контактные экономайзеры (см. рис. 3.2) с керамической насадкой (агрегат АЭ-0,6). Газы из котла поступают в контактный экономайзер в количестве 70 % от общего объема, а 30 % газов подаются мимо экономайзера. В контактном теплообменнике подогревают либо подпиточную воду, либо воду для систем горячего водоснабжения.

Достоинства контактного теплообменника:

1. Используется скрытая теплота конденсации водяных паров, при этом КПД котла возрастет до 95–96 %. При сжигании 1 м³ топлива дополнительно выделяется

$$Q_{\text{w}} = rd\rho V_{\text{с.г}} \approx 2400 \cdot 0,15 \cdot 1,3 \cdot 8,5 \approx 4 \text{ кДж/м}^3. \quad (3.13)$$

2. Происходит естественная деаэрация воды. Концентрация кислорода в воде снижается с 5–8 мг/л до 0,12 мг/л, но увеличивается концентрация СО₂ в воде.

3. Возможен нагрев жестких вод без предварительного умягчения. Практически испарение воды отсутствует, поэтому CaSO_4 и MgSO_4 не выпадают. Увеличение концентрации CO_2 приводит к растворению образовавшихся и выпавших в осадок карбонатов из-за смещения равновесной реакции вправо: $\text{CaCO}_3 + \text{H}_2\text{O} + \text{CO}_2 \leftrightarrow \text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$.

4. Контактные аппараты имеют малую металлоемкость из-за высоких значений коэффициентов теплоотдачи.

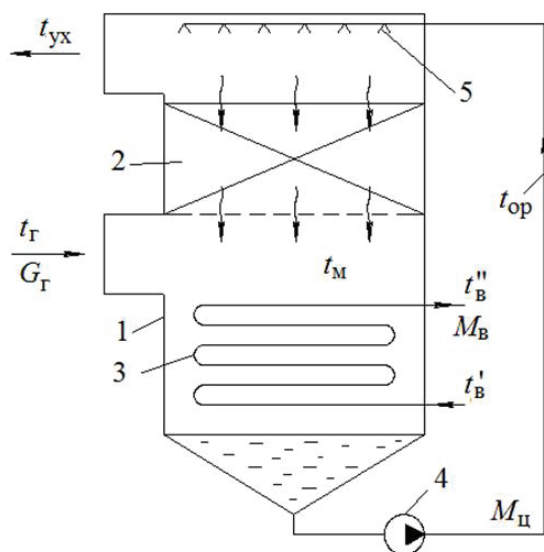


Рис. 3.2. Контактный теплообменник с керамической насадкой:

1 — корпус; 2 — насадка из керамических колец Рашига; 3 — теплообменная поверхность; 4 — циркуляционный насос; 5 — распылитель

Особенности процессов контактного тепломассообмена

1. Температура воды ограничена значением t_m , после чего происходит только ее испарение.

2. Процесс охлаждения продуктов сгорания водой сопровождается взаимным массообменом за счет испарения либо конденсации воды.

3. Высокое значение коэффициентов теплопередачи.

4. Величина поверхности теплообмена зависит от гидродинамики потоков газа и жидкостей.

Выделяют следующие режимы работы насадки [10] в зависимости от плотности орошения и скорости потока газа (см. рис. 3.3).

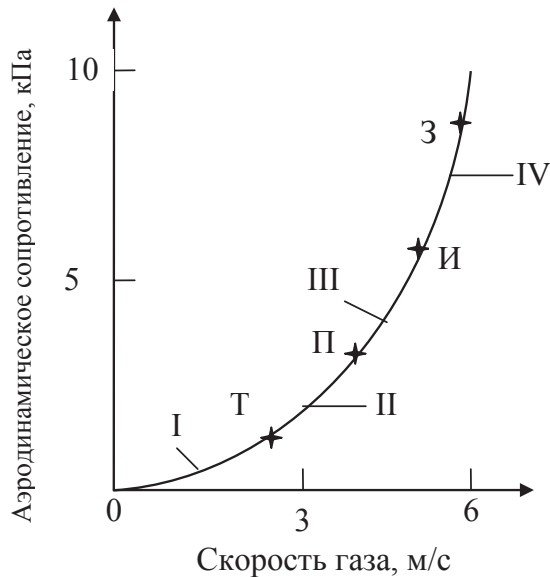


Рис. 3.3. Режимы работы насадки

I — пленочный режим (ламинарный). Вода стекает в виде пленок, поверхность смочена не вся, интенсивность тепломассообмена низка. Точка Т — точка торможения газа, в ней пленочный режим переходит в (II) — струйно-пленочный. Аэродинамическое сопротивление насадки возрастает более резко, поверхность насадки смочена полностью. Точка II — точка начала подвисяния. На нижних кольцах образуется сплошной слой воды, через который барботирует газ. Пленка на поверхности колец интенсивно турбулизируется. Точка И — точка инверсии. Вода становится сплошным потоком, газ — дисперсным. Пузыри газа проходят через слой воды, процессы тепломассообмена интенсифицируются. Режим IV — режим эмульгирования — это фактически жидкостный кипящий слой с насадкой. Это наиболее выгодный режим в контактных аппаратах. Точка 3 — точка захлебывания, после нее сопротивление насадки становится настолько большим, что вода выносится из насадки и крупные пузыри газа уносят капли воды. Интенсивность тепломассообмена между газом и водой резко падает. Таким образом, оказывается, что контактные аппараты надежно работают в достаточно узком диапазоне скоростей. Доля активной поверхности ψ_a конвективного теплообмена зависит от соотношения чисел Рейнольдса по газу и по жидкости [11]. При $Re_r / Re_{ж} = 6,5 - 12$ доля

активной поверхности составляет $\psi_a = 0,182(\text{Re}_r/\text{Re}_ж)^{0,68}$, при $\text{Re}_r/\text{Re}_ж > 12$ $\psi_a = 1$ в процессе теплообмена участвует вся поверхность.

3.3. Расчет контактного экономайзера [4, 5]

Задан состав газа, т.е. объемы продуктов сгорания и теплота сгорания: V^0 , V_{RO_2} , $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$, $V_{\text{N}_2}^0$, Q_n^p . Рассчитывают теоретический объем сухих газов $V_{\text{сг}}^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0$ и при известном коэффициенте избытка воздуха массовое количество сухих продуктов сгорания, образовавшихся при сжигании единицы топлива, $m_{\text{сг}} = \rho_{\text{с.г}} V_{\text{с.г}}^0 + (\alpha - 1)V^0 \rho_{\text{в-х}}$. При известном содержании водяных паров в продуктах сгорания $V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161(\alpha - 1)V^0$ определяют исходное влагосодержание в продуктах сгорания, кг/кг:

$$d_r = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}} \rho_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{с.г}}}, \quad (3.14)$$

и при известной температуре продуктов сгорания t_r их энтальпию h_r , кДж/кг:

$$h_r = c_{\text{сг}} t_r + d_r (r + c_{\text{п}} t_r). \quad (3.15)$$

Далее задаются температурой уходящих из контактного экономайзера газов t_{yx} и, считая, что водяные пары находятся в состоянии насыщения, по таблицам воды и водяного пара определяют соответствующее парциальное давление насыщенных водяных паров. При определенном таким образом давлении насыщения p_n по формуле (3.2) рассчитывают влагосодержание в продуктах сгорания, уходящих из контактного экономайзера d_{yx} , и энтальпию продуктов сгорания h_{yx} , кДж/кг:

$$h_{\text{yx}} = c_{\text{сг}} t_{\text{yx}} + d_{\text{yx}} (r + c_{\text{п}} t_{\text{yx}}). \quad (3.16)$$

При известном расходе топлива на котел B массовый расход сухих продуктов сгорания составит $M_r = m_{\text{с.г}} B$, тогда теплота, отданная газам в контактной насадке, может быть рассчитана как

$$Q_{\text{к.э}} = M_r (h_r - h_{\text{yx}}). \quad (3.17)$$

Тот же самый поток теплоты передается циркулирующей с расходом $M_{\text{ц}}$ воде в контактном экономайзере и образовавшемуся конденсату $M_{\text{к}}$:

$$Q_{\text{к.э}} = M_{\text{ц}} c_{\text{в}} (t_{\text{м}} - t_{\text{оп}}) + M_{\text{к}} c_{\text{в}} t_{\text{м}}, \quad (3.18)$$

где $t_{\text{м}}$ и $t_{\text{оп}}$ — температура мокрого термометра, до которой подогревается вода в контактной насадке, и температура орошающей воды, до которой она остывает, отдавая теплоту трубчатому теплообменнику; $c_{\text{в}}$ — массовая теплоемкость воды.

Расход образовавшегося конденсата представляет собой произведение массового расхода сухих продуктов сгорания на изменение влагосодержания:

$$M_{\text{к}} = M_{\text{г}} (d_{\text{г}} - d_{\text{yx}}). \quad (3.19)$$

Уравнение теплопередачи для процесса теплообмена в контактной насадке имеет следующий вид:

$$Q_{\text{к.э}} = \alpha F_{\text{н}} \Delta t = \alpha_{\text{o}} \cdot V \cdot \Delta t, \quad (3.20)$$

где $F_{\text{н}}$ — площадь поверхности теплообмена насадки, м^2 ; α_{o} — объемный коэффициент теплоотдачи в насадке, $\text{кВт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; V — объем насадки, м^3 ; Δt — температурный напор в насадке: $\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}}}$, где

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{г}} - t_{\text{м}} \text{ и } \Delta t_{\text{м}} = t_{\text{yx}} - t_{\text{оп}}.$$

Объемный коэффициент теплоотдачи α_{o} рассчитывается по следующим выражениям [11]: при соотношении $\text{Re}_{\text{г}}/\text{Re}_{\text{ж}} = 6,5-12$ $\alpha_{\text{o}} = 56 \cdot q_{\text{ж}} \cdot (\text{Re}_{\text{г}}/\text{Re}_{\text{ж}})^{0,99}$, где $q_{\text{ж}}$, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, — плотность орошения (отношение расхода циркулирующей воды к площади сечения аппарата с учетом его загромождения); при $\text{Re}_{\text{г}}/\text{Re}_{\text{ж}} = 12-32$ $\alpha_{\text{o}} = 0,307 \cdot q_{\text{ж}} \cdot (\text{Re}_{\text{г}}/\text{Re}_{\text{ж}})^{0,31}$.

Тот же самый расход теплоты передается нагреваемой воде:

$$Q_{\text{в}} = M_{\text{в}} c_{\text{в}} (t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}}), \quad (3.21)$$

где $M_{\text{в}}$ — расход подогреваемой воды, $\text{кг}/\text{с}$; $t'_{\text{в}}$, $t''_{\text{в}}$ — температура воды на входе и на выходе из поверхностного теплообменника, $^{\circ}\text{C}$.

Требуемая поверхность теплообменника для подогрева воды находится из уравнения теплопередачи

$$Q_{\text{в}} = k_{\text{п}} F_{\text{п}} \Delta t_{\text{п}}, \quad (3.22)$$

где k_{π} — коэффициент теплопередачи к поверхностному теплообменнику, Вт/(м²·К); F_{π} — площадь поверхности теплообмена, м²; Δt_{π} — температурный напор: $\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_M)}$, где $\Delta t_6 = t_M - t''_B$ и $\Delta t_M = t_{op} - t'_B$.

При конденсации водяных паров КПД следует рассчитывать по высшей теплоте сгорания, определенной с учетом теплоты конденсации водяных паров $Q_B^p = Q_H^p + Q_{w,}$ где теплота конденсации рассчитывается по выражению (3.13). Тогда выражение для потери теплоты с уходящими газами будет иметь следующий вид:

$$q_2 = \frac{m_{сг} h_{yx} - m_{с.в} h_{с.в}}{Q_B^p}, \quad (3.23)$$

где $m_{с.в}$ — массовое количество сухого воздуха, рассчитанное на один кубометр сожженного природного газа, кг/м³; $h_{с.в}$ — энтальпия сухого воздуха, рассчитанная на 1 килограмм сухого воздуха, кДж/кг.

3.4. Поверхностные теплообменники

Пример применения конденсационного поверхностного теплообменника [4, 5] для повышения эффективности использования природного газа в котельных установках показан на рис. 3.4.

Продукты сгорания природного газа после котла 1 проходят водяной экономайзер 2, охлаждаются до температуры 135÷150 °С и затем разделяются на два потока. Приблизительно 70–80 % газов направляется по главному газоходу 15 и поступает в конденсационный теплоутилизатор 6 поверхностного типа, остальные газы — в байпасный газоход 14. В теплоутилизаторе 6 продукты сгорания охлаждаются сырой водой до 35–40 °С, при этом происходит конденсация части содержащихся в них водяных паров, что позволяет полезно использовать как физическую теплоту дымовых газов, так и скрытую теплоту конденсации части содержащихся в них водяных паров. Охлажденные продукты сгорания после каплеотделителя 9 смешиваются с проходящими по байпасному газоходу 14 неохлажденными продуктами сгорания и при температуре 65–70 °С отводятся дымососом 10 через дымовую трубу в атмосферу. Подогретая в конденсационном теплоутилизаторе 6 вода последовательно проходит через систему химводоочистки 5,

кожухотрубный теплообменник 4, термический деаэратор 3, водяной экономайзер 2 и подается на подпитку в паровой котел 1.

Подача по трубопроводу 16 выпара деаэратора 3 в основной газоход 15 к теплообменнику-утилизатору 6 позволяет дополнительно интенсифицировать теплообмен за счет конденсации выпара и орошения поверхности теплообменника. Через гидравлический затвор 8 конденсат выпара совместно с конденсатом продуктов сгорания поступает в сборник 7 и отводится в сборный конденсатный бак 11.

Суммарная экономия энергии определяется снижением температуры уходящих газов, конденсацией из них водяных паров, утилизацией теплоты выпара деаэратора.

Частичное байпасирование горячих газов используется для предупреждения конденсации водяных паров в газоходах и дымовой трубе (рис. 3.4).

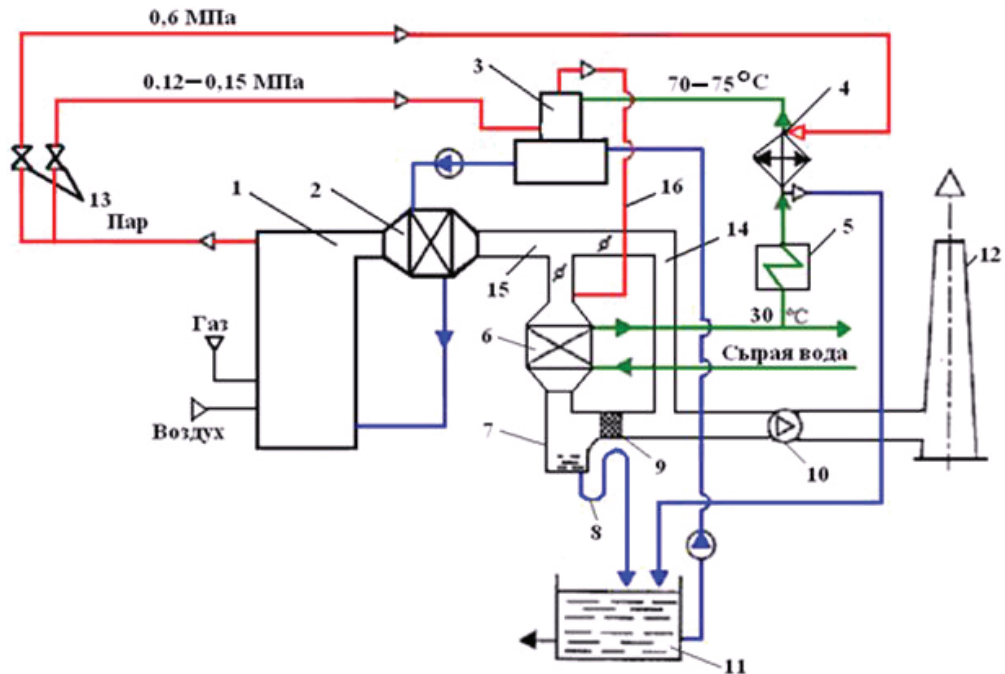


Рис. 3.4. Пример применения рекуперативного теплообменника для повышения эффективности использования топлива в котельной установке:

1 — котел; 2 — водяной экономайзер; 3 — деаэратор; 4 — кожухотрубный теплообменник; 5 — система ХВО; 6 — конденсационный теплообменник-утилизатор; 7 — сборник конденсата; 8 — гидравлический затвор; 9 — каплеотделитель; 10 — дымосос; 11 — сборный конденсатный бак; 12 — дымовая труба; 13 — редукционная установка; 14 — байпасный газоход; 15 — основной газоход; 16 — трубопровод выпара [4]

Из рис. 3.5 видно, что разделение на два потока уходящих из котла газов, имеющих температуру t_1 (точка 1), позволяет путем охлаждения и осушения одного из них в конденсационном теплообменнике до t_2 (точка 2) иметь после смешения (точка 3) более низкие значения температуры t_3 , влагосодержания d_3 и температуры точки росы t_p .

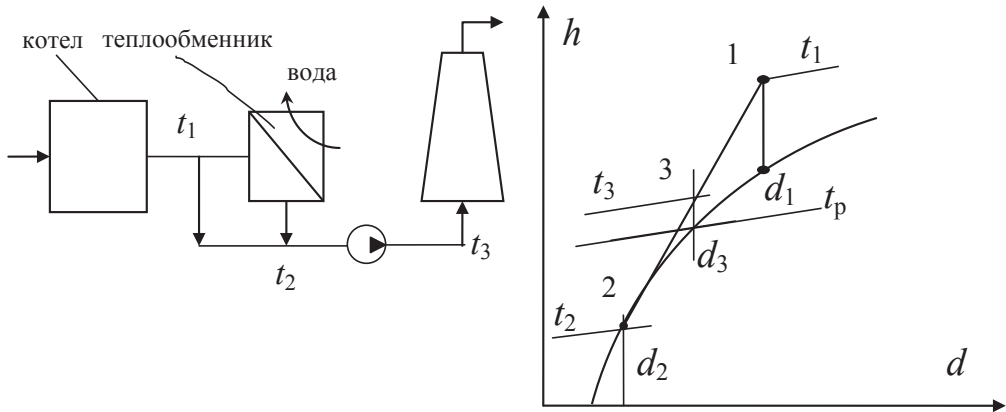


Рис. 3.5. Принципиальная схема байпасирования уходящих после котла газов и изображение изменения их состояния в $I-d$ диаграмме

Особенностью процессов глубокого охлаждения парогазовых смесей является изменение их количества вследствие конденсации части водяных паров. Процессы теплопередачи в подобных теплообменниках, как показывают экспериментальные исследования А. Кудинова [12], протекают более интенсивно, чем при «сухом» теплообмене. Для определения конструктивных размеров конденсационного теплообменника-утилизатора можно использовать следующее соотношение [12]:

$$\text{Nu} = 4,55 \text{ Re}^{0,315} \text{ K}^{0,388} \text{ Pr}^{0,67}. \quad (3.24)$$

Влияние конденсации в данном выражении учитывается числом орошения $K = q_{\text{ж}} d / \mu$, где $q_{\text{ж}}$ — плотность орошения наружной поверхности теплообменника, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; d — внешний диаметр ребристой трубки, м; μ — коэффициент динамической вязкости продуктов сгорания, $\text{Па} \cdot \text{с}$. При вычислении чисел Nu и Re за определяющий линейный размер принят внешний диаметр трубы, а скорость потока отнесена к самому узкому поперечному сечению теплообменника (канала). Определяющей температурой является средняя температура продуктов сгорания. Для того чтобы рассчитать коэффициент теплоотда-

чи, по выражению (3.24) следует определить количество полученного конденсата по выражению (3.19), которое, в свою очередь, зависит от интенсивности теплообмена. Поэтому расчеты теплообмена с использованием выражения (3.24) следует проводить методом последовательных приближений.

3.5. Поверхностные теплообменники для глубокого охлаждения продуктов сгорания

В качестве теплообменников для глубокого охлаждения продуктов сгорания могут быть использованы серийные калориферы Костромского калориферного завода марок КСК-50УЗ (сталь 10) или ВНВ-113 (высоколегированная сталь).

3.5.1. Охлаждение продуктов сгорания сетевой водой

Пусть при отсутствии заметного расхода подпиточной воды охлаждающей средой является сетевая вода с температурой на входе в калорифер, равной $t_1 = 50^\circ\text{C}$ (по данным эксплуатации тепловых сетей).

Расход продуктов сгорания рассчитывали по выражению

$$G_r = B[V_r^0 + (\alpha_{yx} - 1) \cdot V^0], \quad (3.25)$$

где B — часовой расход топлива, принятый по фактическим данным; $V_r^0 = 10,6 \text{ м}^3/\text{м}^3$ — теоретический объем продуктов сгорания газа северных месторождений; $V^0 = 9,44 \text{ м}^3/\text{м}^3$ — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 м^3 природного газа северных месторождений; α_{yx} — коэффициент избытка воздуха (принят по данным режимных карт).

Расход воды через теплообменник G_b принимают по техническим характеристикам калорифера. Температуру уходящих газов t_{yx} принимают по данным режимных карт.

Тепловой поток, воспринятый сетевой водой в калорифере, МВт, рассчитывают по выражению

$$Q_b = G_b \cdot c_b \cdot (t_2 - t_1) \cdot 10^{-3}, \quad (3.26)$$

где $c_v = 4,19$ кДж/(кг·К) — теплоемкость воды; t_1 и t_2 — температура воды на входе и на выходе из калорифера (температура t_2 определяется в расчетах методом последовательного приближения), °С.

Тот же самый поток теплоты отдают дымовые газы, МВт, охлаждаясь от температуры t_r до температуры t_{yx} .

$$Q_r = G_r \cdot c_r \cdot (t_2 - t_1) \cdot 10^{-3}, \quad (3.27)$$

где G_r — расход продуктов сгорания, м³/с; $c_r = 1,4$ кДж/(м³·К).

Тот же самый поток теплоты, МВт, передается холодной воде по уравнению теплопередачи

$$Q_r = kF\Delta t \cdot 10^{-6}, \quad (3.28)$$

где F — площадь поверхности теплообмена, м²; k — коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К; Δt — температурный напор, °С. Коэффициент теплопередачи рассчитывают в зависимости от массовой скорости газов через калорифер по выражению:

$$k_w = 15,5 \cdot (G_{rp})_n^{0,496} \cdot w^{0,16}, \quad (3.29)$$

где $(G_{rp})_n^{0,496}$ — массовая скорость газов в набегающем потоке (перед калорифером), кг/(м²·с); w — скорость воды в трубках, м/с. Совместное решение уравнений (3.26)–(3.29) позволяет определить тепловую мощность, воспринятую калорифером, и температуру воды и продуктов сгорания после калорифера.

3.5.2. Охлаждение продуктов сгорания холодной водой

При достаточном расходе подпиточной воды охлаждающей средой является холодная вода с температурой на входе в калорифер, равной $t_1 = 5$ °С в зимний период, и $t_1 = 15$ °С в летний период. Теплый поток, МВт, воспринятый в калорифере водой, при этом представляет собой сумму тепловых потоков за счет сухого охлаждения газов и дополнительную теплоту, выделяющуюся при конденсации водяных паров из продуктов сгорания:

$$Q_v = G_v \cdot c_v \cdot (t_2 - t_1) \cdot 10^{-3} + Q_k. \quad (3.30)$$

Расход продуктов сгорания рассчитывают по выражению (3.25), как и при расчете охлаждения продуктов сгорания сетевой водой. Расход

воды через теплообменник G_b принимают по техническим данным калорифера. Температуру уходящих из котла газов t_{yx} принимают по данным режимных карт. Тепловой поток, воспринятый холодной водой по балансу и по уравнению теплопередачи, за счет сухого охлаждения газов, рассчитывают по выражениям (3.26) и (3.28), с определением коэффициента теплопередачи по выражению (3.29).

Теплота конденсации водяных паров возникает при охлаждении дымовых газов ниже точки росы.

При расчете теплоты конденсации водяных паров определялись последовательно: объем водяных паров в продуктах сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$,

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0, \quad (3.31)$$

масса водяных паров в продуктах сгорания, $\text{кг}/\text{м}^3$,

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = \rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot V_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (3.32)$$

масса сухих продуктов сгорания, $\text{кг}/\text{м}^3$,

$$m_{\text{сг}} = \rho_{\text{сг}} \cdot V_{\text{сг}} = \rho_{\text{N}_2} \cdot V_{\text{N}_2} + \rho_{\text{RO}_2} \cdot V_{\text{RO}_2} + \rho_b \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0, \quad (3.33)$$

влажностное содержание продуктов сгорания перед калорифером, $\text{кг}/\text{кг}$,

$$d_{yx} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{сг}}}. \quad (3.34)$$

По температуре газов после калорифера по таблицам воды и насыщенного водяного пара [9] определяют давление насыщения P_n и рассчитывают влажностное содержание холодных газов после калорифера по выражению (3.1).

Массовый расход конденсата, при известных влажностных содержаниях до и после калорифера, определяют по выражению (3.19).

Теплота конденсации водяных паров, $\text{Гкал}/\text{ч}$, при этом определяется по выражению

$$Q_k = M_k \cdot r \cdot 10^{-6}, \quad (3.35)$$

где r — теплота парообразования, которая может быть принята равной $2400 \text{ кДж}/\text{кг}$.

Совместное решение уравнений (3.1), (3.17), (3.31)–(3.34) позволяет определить тепловую мощность, воспринятую калорифером, и температуру воды и продуктов сгорания после калорифера.

Задачи к главе 3

Задача 3.1

Рассчитать температуру точки росы и мокрого термометра для продуктов сгорания природного газа, сжигаемого с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,2$. Температура газов 170°C . Как изменится температура точки росы, если коэффициент избытка воздуха увеличится до значения 1,5?

Характеристики газа:

теоретический объем воздуха $V^0 = 9,49 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

теоретический объем азота $V_{\text{N}_2}^0 = 7,51 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

объем трехатомных газов $V_{\text{RO}_2} = 1 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

теоретический объем водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 2,14 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Рассчитываем объем водяных паров:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0 = 2,14 + 0,0161 \cdot (1,2 - 1) \cdot 9,49 = 2,17 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Плотности составляющих продуктов сгорания (н. у.) определяются через молярную массу и молярный объем, равный для газов при нормальных условиях $22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}$:

$$\rho_{\text{CO}_2} = \frac{\mu_{\text{CO}_2}}{22,4} = \frac{12 + 2 \cdot 16}{22,4} = 1,96 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{\text{N}_2} = \frac{\mu_{\text{N}_2}}{22,4} = \frac{2 \cdot 14}{22,4} = 1,25 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\mu_{\text{H}_2\text{O}}}{22,4} = \frac{16 + 2 \cdot 1}{22,4} = 0,8 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{\text{B}} = \frac{\mu_{\text{B}}}{22,4} = \frac{29}{22,4} = 1,29 \text{ кг/м}^3.$$

Масса сухих продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} m_{\text{сг}} &= \rho_{\text{сг}} \cdot V_{\text{сг}} = \rho_{\text{N}_2} \cdot V_{\text{N}_2} + \rho_{\text{RO}_2} \cdot V_{\text{RO}_2} + \rho_{\text{B}} \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0 = \\ &= 1,25 \cdot 7,51 + 1,96 \cdot 1 + (1,2 - 1) \cdot 9,49 = 13,8 \text{ кг/м}^3. \end{aligned}$$

Масса водяных паров:

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = \rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,8 \cdot 2,17 = 1,74 \text{ кг/м}^3.$$

Влагосодержание продуктов сгорания:

$$d_{\text{yx}} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{сг}}} = \frac{1,74}{13,8} = 0,1261 \text{ кг/кг}.$$

Парциальное давление водяных паров в состоянии насыщения:

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{d \cdot p}{d + 0,622} = \frac{0,1261 \cdot 0,1}{0,1261 + 0,622} = 0,017 \text{ МПа}.$$

При таком давлении насыщения температура точки росы составляет $56,6^\circ\text{C}$. По h - d диаграмме находим точку пересечения $d = 126,1 \text{ г/кг}$ с $t = 170^\circ\text{C}$ и, опускаясь по линии $h = \text{const}$ до линии насыщения, определяем температуру мокрого термометра $t_{\text{м}} = 63^\circ\text{C}$.

При увеличении коэффициента избытка воздуха до $\alpha' = 1,5$:

$$V'_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0 = 2,14 + 0,0161 \cdot (1,5 - 1) \cdot 9,49 = 2,22 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

$$\begin{aligned} m_{\text{сг}} &= \rho_{\text{сг}} \cdot V_{\text{сг}} = \rho_{\text{N}_2} \cdot V_{\text{N}_2} + \rho_{\text{RO}_2} \cdot V_{\text{RO}_2} + \rho_{\text{в}} \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0 = \\ &= 1,25 \cdot 7,51 + 1,96 \cdot 1 + (1,5 - 1) \cdot 9,49 = 17,47 \text{ кг/м}^3. \end{aligned}$$

$$m'_{\text{H}_2\text{O}} = \rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot V'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,8 \cdot 2,22 = 1,78 \text{ кг/м}^3.$$

$$d'_{\text{yx}} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{сг}}} = \frac{1,78}{17,47} = 0,1019 \text{ кг/кг}.$$

$$p'_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{d' \cdot p}{d' + 0,622} = \frac{0,1019 \cdot 0,1}{0,1019 + 0,622} = 0,014 \text{ МПа}.$$

При этом давлении насыщения температура точки росы составит $52,6^\circ\text{C}$.

Задача 3.2

Рассчитать контактный экономайзер, установленный за котлом ДКВР-16. Топливо — природный газ, сжигаемый с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,4$. Температура уходящих газов за котлом 170°C , начальная температура нагреваемой воды 15°C , температура воды на входе в распределитель 25°C , температура уходящих газов за экономайзером 42°C . Расход топлива на котел $1100 \text{ м}^3/\text{ч}$. Коэффициен-

ты теплопередачи в насадке и в поверхностном теплообменнике принять равными $500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Характеристики газа:

теоретический объем воздуха $V^0 = 9,49 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

теоретический объем азота $V_{\text{N}_2}^0 = 7,51 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

объем трехатомных газов $V_{\text{RO}_2} = 1 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

теоретический объем водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 2,14 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Рассчитываем объем водяных паров:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0 = 2,14 + 0,0161 \cdot (1,4 - 1) \cdot 9,49 = 2,2 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Масса сухих продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} m_{\text{сг}} &= \rho_{\text{сг}} \cdot V_{\text{сг}} = \rho_{\text{N}_2} \cdot V_{\text{N}_2} + \rho_{\text{RO}_2} \cdot V_{\text{RO}_2} + \rho_{\text{в}} \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0 = \\ &= 1,25 \cdot 7,51 + 1,96 \cdot 1 + (1,4 - 1) \cdot 9,49 = 16,24 \text{ кг}/\text{м}^3. \end{aligned}$$

Масса водяных паров:

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = \rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,8 \cdot 2,2 = 1,76 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Влагосодержание продуктов сгорания:

$$d_{\text{yx}} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{сг}}} = \frac{1,76}{16,24} = 0,1084 \text{ кг}/\text{кг}.$$

По диаграмме определяем температуру мокрого термометра $t_{\text{м}} = 61^\circ \text{С}$.
Энтальпия воздуха, $\text{кДж}/\text{кг}$:

$$h_{\text{св}} = c_{\text{св}} \cdot t.$$

Энтальпия пара, содержащегося во влажном воздухе, достаточно точно может быть вычислена по формуле, в которой теплота испарения воды в диапазоне от 0 до 170°С может быть принята равной $2400 \text{ кДж}/\text{кг}$, а теплоемкость пара $1,96 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

$$h_{\text{п}} = 2400 + c_{\text{п}} t.$$

В диапазоне от 0 до 170°С можно принять теплоемкость сухого воздуха $c_{\text{св}} = 1,01 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Тогда

$$\begin{aligned} h_1 &= c_{\text{св}} t_1 + d_1 \cdot (2400 + c_{\text{п}} t_1) = \\ &= 1,01 \cdot 170 + 0,1084 \cdot (2400 + 1,96 \cdot 170) = 478,8 \text{ кДж}/\text{кг}. \end{aligned}$$

По температуре уходящих газов за экономайзером по таблицам воды и насыщенного водяного пара определяем парциальное давление насыщенных водяных паров:

$$t_2 = 42^\circ\text{C} \Rightarrow p_n = 8,2 \text{ кПа.}$$

Влагосодержание уходящих газов за экономайзером (при атмосферном давлении 101,3 кПа):

$$d_2 = 0,622 \frac{p_n}{p - p_n} = 0,622 \frac{8,2}{101,3 - 8,2} = 0,0548 \text{ кг/кг.}$$

Энтальпия газов на выходе из контактного экономайзера составит

$$\begin{aligned} h_2 &= c_{\text{св}} t_2 + d_2 \cdot (2400 + c_{\text{п}} t_2) = \\ &= 1,01 \cdot 42 + 0,0548 \cdot (2400 + 1,96 \cdot 42) = 183,9 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

При известном расходе топлива массовый расход сухих газов составит

$$G_{\text{сг}} = m_{\text{сг}} \cdot B = 16,24 \cdot \frac{1100}{3600} = 4,962 \text{ кг/с.}$$

В результате процесса 1–2 из газов конденсируются водяные пары в количестве:

$$G_{\text{к}} = G_{\text{сг}} \cdot (d_1 - d_2) = 4,962 \cdot (0,1084 - 0,0548) = 0,266 \text{ кг/с.}$$

Запишем тепловой баланс насадки:

$$G_{\text{сг}} \cdot h_1 + G_{\text{оп}} \cdot 4,19 \cdot t_{\text{оп}} = G_{\text{сг}} \cdot h_2 + G_{\text{оп}} \cdot 4,19 \cdot t_{\text{м}} + G_{\text{к}} \cdot 4,19 \cdot t_{\text{м}},$$

откуда определяется расход воды на орошение:

$$\begin{aligned} G_{\text{оп}} &= \frac{G_{\text{сг}} \cdot (I_1 - I_2) - G_{\text{к}} \cdot 4,19 \cdot t_{\text{м}}}{4,19 \cdot (t_{\text{м}} - t_{\text{оп}})} = \\ &= \frac{4,962 \cdot (478,8 - 183,9) - 0,266 \cdot 4,19 \cdot 61}{4,19 \cdot (61 - 25)} = 9,25 \text{ кг/с} = 22,5 \text{ т/ч.} \end{aligned}$$

Количество теплоты, отданной газами:

$$Q = G_{\text{сг}} \cdot (h_1 - h_2) = 4,962 \cdot (478,8 - 183,9) = 1463,3 \text{ кВт.}$$

С другой стороны, можно записать этот тепловой поток через уравнение теплопередачи

$$Q = k_{\text{н}} \cdot F_{\text{н}} \cdot \Delta t_{\text{н}}.$$

Температурный напор в насадке:

$$\Delta t_{\text{н}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{(t_1 - t_{\text{м}}) - (t_2 - t_{\text{оп}})}{\ln \frac{t_1 - t_{\text{м}}}{t_2 - t_{\text{оп}}}} = \frac{(170 - 61) - (42 - 25)}{\ln \frac{170 - 61}{42 - 25}} = 49,5^\circ\text{C}.$$

Поверхность теплообмена насадки связана с объемом и удельной поверхностью соотношением:

$$F_{\text{н}} = S \cdot V,$$

где $S = 100 \text{ м}^2/\text{м}^3$ — удельная поверхность насадки из колец Рашига.

Таким образом, объем насадки равен:

$$V = \frac{F_{\text{н}}}{S} = \frac{Q}{k_{\text{н}} \cdot \Delta t_{\text{н}} \cdot S} = \frac{1463,3 \cdot 10^3}{500 \cdot 49,5 \cdot 100} = 0,59 \text{ м}^3.$$

Количество теплоты, которое передается в поверхностном теплообменнике для нагрева воды, определяется соотношением:

$$Q_{\text{п}} = (G_{\text{оп}} + G_{\text{к}}) \cdot 4,19 \cdot (t_{\text{м}} - t_{\text{оп}}) = (9,25 + 0,266) \cdot 4,19 \cdot (61 - 25) = 1435,4 \text{ кВт}.$$

То же самое количество теплоты затрачивается на нагрев воды:

$$Q_{\text{п}} = G_{\text{в}} \cdot 4,19 \cdot (t'_{\text{в}} - t''_{\text{в}})$$

Задаваясь величиной недогрева циркулирующей воды до температуры мокрого термометра $\delta t = 10^\circ\text{C}$, определим температуру и расход циркулирующей воды:

$$t'_{\text{в}} = t_{\text{м}} - \delta \cdot t = 61 - 10 = 51^\circ\text{C},$$

$$G_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{п}}}{4,19 \cdot (t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}})} = \frac{1435,4}{4,19 \cdot (51 - 15)} = 9,516 \text{ кг/с}.$$

Подогретую воду можно использовать в качестве ГВС и в качестве подпиточной, подавая ее на ХВО.

Площадь поверхности теплообменника определим из уравнения теплопередачи, учитывая, что температурный напор по всему теплообменнику будет равен 10°C :

$$F_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}}}{k_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{п}}} = \frac{1435,4 \cdot 10^3}{500 \cdot 10} = 287 \text{ м}^2.$$

Задача 3.3

Котел имеет тепловую мощность $N = 10$ МВт. В котле сжигают газ северных месторождений ($Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 35600$ кДж/м³; $V^0 = 9,44$ м³/м³; $V_{\text{г}}^0 = 10,6$ м³/м³) с коэффициентом избытка воздуха 1,3. Температура уходящих газов составляет 160 °С. Как изменится КПД котла, если за счет установки дополнительных поверхностей нагрева температура уходящих газов снизится на 42 °С. Теплоемкость продуктов сгорания принять равной 1,4 кДж/(м³·К). Рассчитать величину экономического эффекта в рублях в час от экономии природного газа в результате увеличения КПД котла, если цена газа составляет $P_{\text{г}} = 4000$ руб./1000 м³ без НДС, а исходный КПД равен 0,9 %.

$$\Delta\eta = \frac{c_{\text{г}} \cdot [V_{\text{г}}^0 + (\alpha - 1) \cdot V^0]}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{1,4 \cdot [10,6 + (1,3 - 1) \cdot 9,44]}{35600} \cdot 100 = 2,2 \, \%.$$

Изменение расхода природного газа:

$$\Delta B = \frac{N}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_1} - \frac{1}{\eta_2} \right) \cdot 3600 = \frac{10}{36,5} \left(\frac{1}{0,9} - \frac{1}{0,92} \right) = 24,426 \, \text{м}^3/\text{ч}.$$

Экономический эффект:

$$\Xi = \Delta B \cdot P_{\text{г}} = 24,426 \cdot 4000 = 97703,96 \, \text{руб.}/\text{ч}.$$

Задача 3.4

Рассчитать количество теплоты, воспринятое в теплообменнике для глубокого охлаждения продуктов сгорания природного газа. Расход газа северных месторождений 1 тыс. м³/ч. Температура газов на входе в теплообменник 160 °С, на выходе из теплообменника 40 °С. Коэффициент избытка воздуха за котлом 1,4.

Характеристики газа:

теоретический объем воздуха $V^0 = 9,49$ м³/м³;

теоретический объем азота $V_{\text{N}_2}^0 = 7,51$ м³/м³;

объем трехатомных газов $V_{\text{RO}_2} = 1$ м³/м³;

теоретический объем водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 2,14$ м³/м³.

Рассчитываем объем водяных паров:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0 = 2,14 + 0,0161 \cdot (1,4 - 1) \cdot 9,49 = 2,2 \, \text{м}^3/\text{м}^3.$$

Масса сухих продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} m_{\text{сг}} &= \rho_{\text{сг}} \cdot V_{\text{сг}} = \rho_{\text{N}_2} \cdot V_{\text{N}_2} + \rho_{\text{RO}_2} \cdot V_{\text{RO}_2} + \rho_{\text{в}} \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0 = \\ &= 1,25 \cdot 7,51 + 1,96 \cdot 1 + (1,4 - 1) \cdot 9,49 = 16,24 \text{ кг/м}^3. \end{aligned}$$

Масса водяных паров:

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = \rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,8 \cdot 2,2 = 1,76 \text{ кг/м}^3.$$

Влагосодержание продуктов сгорания:

$$d_{\text{yx}} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{сг}}} = \frac{1,76}{16,24} = 0,1084 \text{ кг/кг}.$$

По диаграмме определяем температуру мокрого термометра $t_{\text{м}} = 61^\circ\text{C}$.
Энтальпия воздуха, кДж/кг:

$$h_{\text{св}} = c_{\text{св}} \cdot t.$$

Энтальпия пара, содержащегося во влажном воздухе, достаточно точно может быть вычислена по формуле, в которой теплота испарения воды при 0°C принята равной 2400 кДж/кг, а теплоемкость пара 1,96 кДж/(кг·К)

$$h_{\text{п}} = 2400 + c_{\text{п}} t.$$

В диапазоне от 0 до 160°C можно принять теплоемкость сухого воздуха $c_{\text{св}} = 1,01 \text{ кДж/(кг·К)}$. Тогда

$$\begin{aligned} h_1 &= c_{\text{св}} t_1 + d_1 \cdot (2400 + c_{\text{п}} t_1) = \\ &= 1,01 \cdot 160 + 0,1084 \cdot (2400 + 1,96 \cdot 160) = 456 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

По температуре уходящих газов за экономайзером по таблицам воды и насыщенного водяного пара определяем парциальное давление насыщенных водяных паров:

$$t_2 = 40^\circ\text{C} \Rightarrow p_{\text{н}} = 7,38 \text{ кПа}.$$

Влагосодержание уходящих газов за экономайзером (при атмосферном давлении 101,3 кПа):

$$d_2 = 0,622 \frac{p_{\text{н}}}{p - p_{\text{н}}} = 0,622 \frac{7,38}{101,3 - 7,38} = 0,0489 \text{ кг/кг}.$$

Энтальпия газов на выходе из теплообменника

$$\begin{aligned}h_2 &= c_{св}t_2 + d_2 \cdot (2400 + c_{п}t_2) = \\&= 1,01 \cdot 40 + 0,0489 \cdot (2400 + 1,96 \cdot 40) = 161,6 \text{ кДж/кг}.\end{aligned}$$

При известном расходе топлива массовый расход сухих газов составит

$$G_{сг} = m_{сг} \cdot B = 16,24 \cdot \frac{1000}{3600} = 4,51 \text{ кг/с}.$$

В результате процесса 1–2 из газов конденсируются водяные пары в количестве:

$$G_{к} = G_{сг} \cdot (d_1 - d_2) = 4,51 \cdot (0,1084 - 0,0489) = 0,268 \text{ кг/с} = 965 \text{ кг/ч}.$$

Количество теплоты, отданной газами:

$$Q = G_{сг} \cdot (h_1 - h_2) = 4,51 \cdot (456 - 161,6) = 1327,7 \text{ кВт}.$$

4. Парогазовые установки

4.1. Основные типы парогазовых установок

Парогазовые установки с котлами полного горения (ПГУПГ) создают, объединяя серийные газотурбинные агрегаты и паротурбинные установки [14, 15]. Принципиальная тепловая схема конденсационной ПГУПГ представлена на рис. 4.1. При работе в парогазовом режиме выхлопные газы газотурбинного агрегата 1 поступают к горелкам парового котла 2, куда подают также топливо с расходом $B_{\text{п}}$. Полученный в котле пар направляют в паровую турбину 4, имеющую систему регенеративного подогрева 5.

Уходящие газы котла проходят через газоводяные теплообменники 6, где отдают теплоту конденсату и питательной воде.

При останове газотурбинного агрегата (ГТА) паротурбинная часть парогазовой установки может работать автономно по паротурбинному циклу. На этом режиме к горелкам котла подают воздух от дутьевого вентилятора 7. Возможна также автономная работа и газотурбинного агрегата, для чего предусмотрена выхлопная труба 9. При переходе с режима на режим соответствующие переключения выполняют с помощью арматуры газовоздухопроводов 8.

В суммарной электрической мощности парогазовых установок с котлами полного горения доля мощности газотурбинного агрегата [4, 5] обычно составляет 15–35 %. Температура выхлопных газов современных энергетических ГГУ в большинстве случаев составляет 450–550 °С, а содержание кислорода в них — 14–16 % по объему. Такие параметры выхлопных газов позволяют успешно использовать их в качестве как окислителя при сжигании топлива в котлах, так и теплоносителя, передающего часть теплоты топлива ГТА рабочему телу паротурбинной установки.

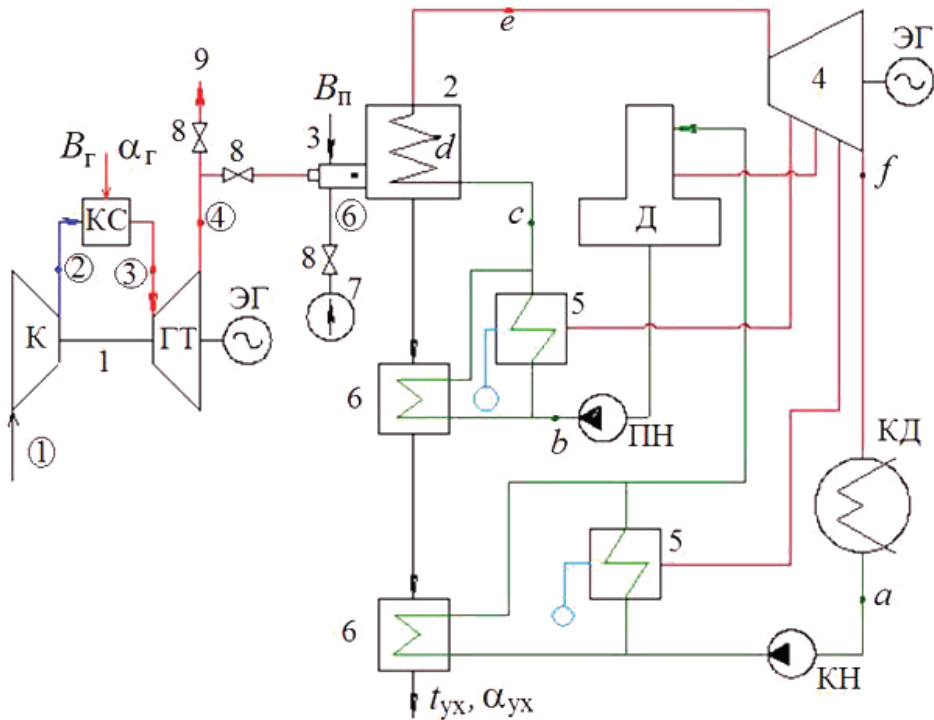


Рис. 4.1. Принципиальная тепловая схема ПГУПГ [5]:

1 — газотурбинный агрегат; 2 — паровой котел; 3 — газовая горелка для сжигания дополнительного газа; 4 — паровая турбина; 5 — система регенеративного подогрева; 6 — газодводяные теплообменники; 7 — вентилятор; 8 — переключающая арматура газозовоздухопроводов; 9 — выхлопная труба; К — компрессор; КС — камера сгорания; ГТ — газовая турбина; Д — деаэратор; КД — конденсатор; КН — конденсатный насос; ПН — питательный насос; ЭГ — электрогенератор

Паровые котлы, входящие в состав парогазовых установок рассматриваемого типа, от серийных паровых котлов отличаются наличием газодводяных теплообменников, устанавливаемых вместо ненужных в парогазовом цикле воздухоподогревателей, и увеличенным сечением газового тракта горелок. В ряде случаев незначительно корректируется поверхность нагрева котла.

В составе парогазовых установок с котлами полного горения [14] обычно используют серийные паровые турбины большой мощности с высокими или закритическими начальными параметрами и промежуточным перегревом пара. Основная особенность работы этих турбин в составе парогазовых установок — значительное снижение расхода конденсата и питательной воды через регенеративные подогреватели

паровой турбины, что приводит к пропорциональному уменьшению регенеративных отборов пара. Направление значительной части конденсата и питательной воды помимо регенеративных подогревателей турбины в газодводяные теплообменники объясняется необходимостью снижения температуры уходящих газов котла до заданной величины.

Указанное уменьшение регенеративных отборов пара может вызвать значительное снижение мощности паровой турбины и связанное с этим ухудшение экономических показателей установки. Если же вытесненный пар регенеративных отборов направить в часть низкого давления турбины, можно получить дополнительную электрическую мощность. Вместе с тем пропуск дополнительного количества пара, как правило, ограничен прочностными характеристиками турбины. Поэтому номинальная мощность серийной паровой турбины при ее работе в составе парогазовой установки может быть получена либо при наличии значительных запасов прочности в конструкции этой турбины, либо после реконструкции проточной части турбины.

На рис. 4.2 в T, S координатах показан идеальный цикл парогазовой установки с котлом полного горения [14].

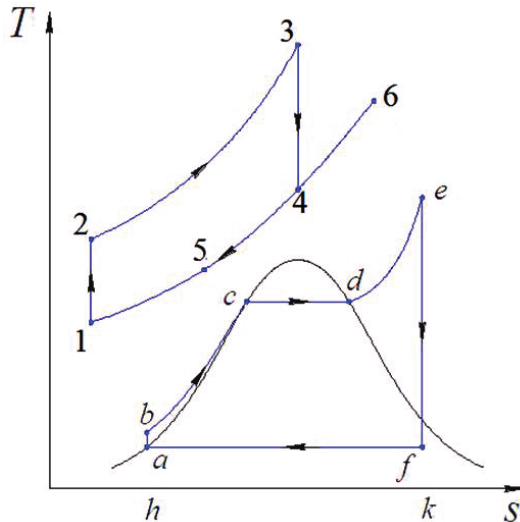


Рис. 4.2. Идеальный цикл ПГУ ПГ

Цифрами 1, 2, 3, 4 обозначен идеальный цикл газотурбинного агрегата, являющийся верхним циклом в комбинированном парогазовом цикле. Подвод теплоты к рабочему телу верхнего цикла осуществля-

ется по изобаре 2—3, а отвод — по изобаре 4—1. При этом часть отводимой из верхнего цикла теплоты передается рабочему телу нижнего цикла. Остальная часть теряется в атмосфере.

Нижний цикл, цикл паротурбинной установки, на рис. 4.2 показан буквами. Подвод теплоты к этому циклу осуществляется по изобаре $b—c—d—e$, а отвод — по изобаре—изотерме $f—a$. Отвод теплоты от продуктов сгорания топлива котла осуществляется по изобаре 6—5 (4—6 подвод теплоты при сжигании дополнительного количества топлива в паровом котле). Суммарное количество теплоты, подведенное к рабочему телу нижнего цикла, равно площади $h a b c d e k$. Часть этой теплоты, равная площади $a b c d e f$, в паровой турбине преобразуется в механическую энергию, а остальная теплота теряется с охлаждающей водой конденсатора.

В комбинированном парогазовом цикле удачно сочетаются достоинства двух исходных циклов: высокая средняя температура подвода теплоты, свойственная газотурбинному циклу, и низкая средняя температура отвода теплоты, характерная для паротурбинного цикла. Значительная часть отводимой из верхнего цикла теплоты используется в нижнем цикле. Поскольку к рабочему телу нижнего цикла наряду с теплотой, отводимой из верхнего цикла, подводится и теплота от собственного горячего источника — от продуктов сгорания топлива котла, то цикл парогазовой установки с котлом полного горения является частично бинарным циклом.

Парогазовые установки с котлами-утилизаторами были созданы позже парогазовых установок других типов [4, 5, 14]. Их реализации предшествовало освоение высокотемпературных газовых турбин и котельных труб с устройствами для интенсификации теплообмена. К настоящему времени этот тип парогазовых установок получил наибольшее распространение.

Принципиальное отличие парогазовых установок с котлами-утилизаторами от парогазовых установок с котлами полного горения заключается в том, что котлы-утилизаторы не рассчитаны на обеспечение автономной работы паротурбинной части установки при останове газотурбинного агрегата.

Принципиальная тепловая схема парогазовой установки с котлом-утилизатором представлена на рис. 4.3. Выхлопные газы газотурбинного агрегата 1 поступают в котел-утилизатор 2. В секции высокого давления 3 этого котла вырабатывается пар для паровой турбины 5. Для

более полной утилизации теплоты выхлопных газов ГТА котел-утилизатор имеет секцию низкого давления 4, в которой подогревается конденсат паровой турбины и вырабатывается пар низкого давления для паровой турбины и греющий пар для деаэрата. Автономная работа газотурбинного агрегата и пусковые режимы установки обеспечиваются с помощью выхлопной трубы 6 и отключающей арматуры 7.

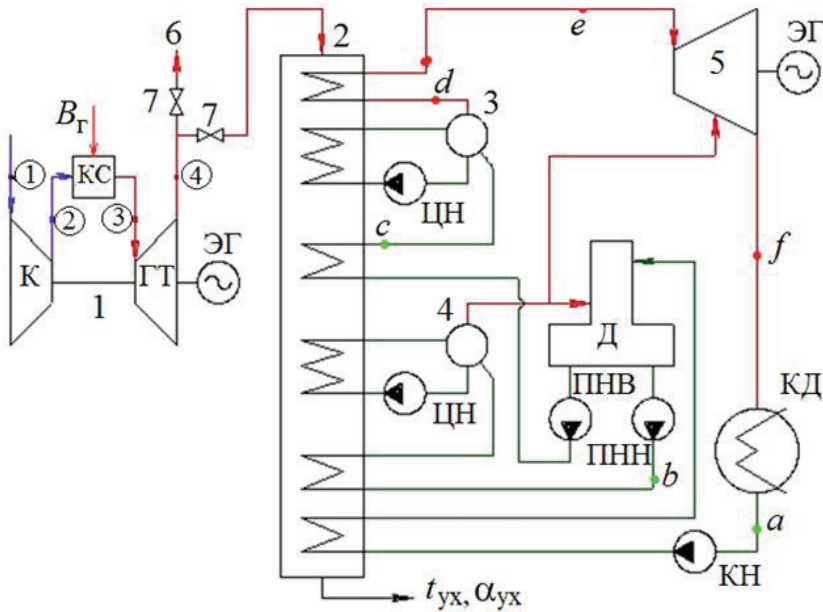


Рис. 4.3. Принципиальная тепловая схема ПГУКУ [5]:

1 — газотурбинный агрегат; 2 — котел-утилизатор; 3 — секция высокого давления; 4 — секция низкого давления; 5 — паровая турбина; 6 — выхлопная труба; 7 — переключающая арматура; К — компрессор; КС — камера сгорания; ГТ — газовая турбина; Д — деаэратор; КД — конденсатор; КН — конденсатный насос; ПНВ — питательный насос высокого давления; ПНН — питательный насос низкого давления; ЦН — циркуляционные насосы; ЭГ — электрогенератор

В составе парогазовых установок с котлами-утилизаторами, как правило, используют несколько серийных газотурбинных установок. Чаще всего их бывает две, но бывает одна, три, четыре и даже пять. Доля мощности газотурбинных агрегатов в суммарной мощности современных парогазовых установок с котлами-утилизаторами достигает 70 %.

Количество котлов-утилизаторов в составе ПГУКУ равно количеству газотурбинных агрегатов. Применяют котлы одного, двух и трех

давлений обогреваемой среды. В странах Западной Европы, как правило, применяют котлы-утилизаторы с принудительной циркуляцией среды, в США — с естественной циркуляцией. Параметры пара, получаемого в котлах-утилизаторах первых ПГУ этого типа, приблизительно 3 МПа и 400 °С.

Котлы-утилизаторы современных ПГУКУ вырабатывают пар с давлением 11 МПа и температурой 540 °С. На некоторых установках предусмотрен промежуточный перегрев пара. По мере дальнейшего увеличения температуры выхлопных газов ГТА будут повышаться и параметры пара, получаемого в котлах-утилизаторах. Паровые турбины для парогазовых установок с котлами-утилизаторами также разрабатывают специально для этих установок. В составе парогазовой установки, как правило, используют одну паровую турбину. Эта турбина обычно представляет собой простейший одноцилиндровый агрегат с одним потоком пара без регенеративных отборов пара.

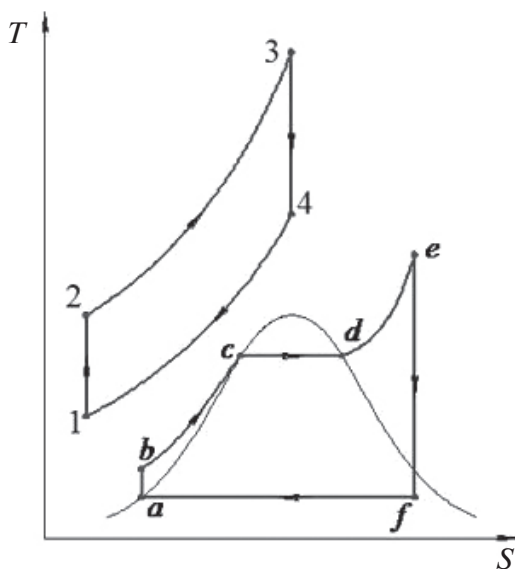


Рис. 4.4. Идеальный цикл ПГУКУ

На рис. 4.4 в T, S координатах показан идеальный цикл парогазовой установки с котлом-утилизатором. Верхний цикл, цикл газотурбинной установки, обозначен цифрами 1, 2, 3, 4, а нижний цикл, цикл паротурбинной установки, — буквами a, b, c, d, e, f . Часть отводимой из верхнего цикла теплоты подводится к нижнему циклу. Другая часть

этой теплоты теряется в атмосфере. Верхний цикл — единственный источник теплоты для нижнего цикла, поэтому комбинированные циклы парогазовых установок с котлами-утилизаторами являются полностью бинарными.

4.2. Количественные показатели термодинамических циклов ПГУ [14, 15]

4.2.1. Основные расчетные соотношения идеального цикла ГТУ

Обозначения приняты в соответствии с идеальным циклом газовой турбины, представленном на рис. 4.6.

Температура воздуха после компрессора:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (4.1)$$

Температура газов на выходе из турбины:

$$T_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (4.2)$$

Степень повышения давления в компрессоре:

$$\pi = P_2 / P_1, \quad (4.3)$$

коэффициент полезного действия идеального цикла:

$$\eta_{\Gamma} = 1 - (1 / \pi)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (4.4)$$

Количество подведенной теплоты в цикле ГТУ:

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2). \quad (4.5)$$

Количество отведенной теплоты:

$$q_2 = c_p (T_4 - T_1). \quad (4.6)$$

Полезная работа цикла:

$$l = q_1 - q_2 = c_p [(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)] = c_p [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] = \\ = c_p [T_3 (1 - T_4 / T_3) - T_1 (T_2 / T_1 - 1)] = c_p [T_3 (1 - \pi^{-\varepsilon}) - T_1 (\pi^{\varepsilon} - 1)], \quad (4.7)$$

где $\varepsilon = (k-1)/k$.

Производная от полезной работы по степени сжатия, при которой полезная работа максимальна, будет равна

$$\frac{dl}{d\pi} = c_p [T_3 \cdot \varepsilon \cdot \pi^{-\varepsilon-1} - T_1 \cdot \varepsilon \cdot \pi^{\varepsilon-1}] = c_p \varepsilon [T_3 \cdot \pi^{-\varepsilon} - T_1 \cdot \pi^{\varepsilon}] = 0. \quad (4.8)$$

Отсюда оптимальная степень сжатия при ограниченной температуре перед газовой турбиной будет равна [2]

$$\pi = \sqrt[2\varepsilon]{T_3 / T_1}. \quad (4.9)$$

На рис. 4.5 приведены зависимости удельной полезной работы от степени повышения давления в компрессоре, рассчитанные при температурах на входе в газовую турбину, равных 1000 и 1100 °С. Оптимальное значение степени повышения давления при температуре 1000 °С составило ~ 15. С увеличением температуры газов перед турбиной возрастает и оптимальное значение степени повышения давления.

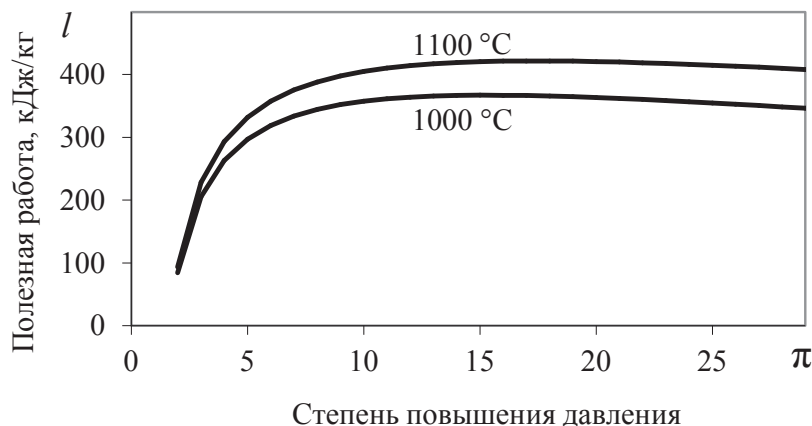


Рис. 4.5. Зависимость полезной работы идеальной ГТУ от степени повышения давления. Цифры у кривых — температура газов на входе в турбину

Теплота в камере сгорания подводится за счет сжигания природного газа. Сжигание осуществляется с повышенным коэффициентом

избытка воздуха, поскольку температура T_3 ограничена. Количество природного газа, сожженного в камере сгорания в расчете на 1 кг рабочего тела, определится из следующих соображений. Массовый расход газа через турбину приближенно равен

$$G_r = \alpha_r V^0 B_r \rho_b. \quad (4.10)$$

Суммарное количество теплоты, выделившееся при сжигании газа в турбине с расходом B_r , будет равно $Q_1 = B_r Q_H^p$. Удельное количество теплоты на 1 кг рабочего тела

$$q_1 = \frac{Q_1}{G_r} = \frac{B_r Q_H^p}{G_r} = \frac{B_r Q_H^p}{\alpha_r V^0 \rho_b B_r} = \frac{Q_H^p}{\alpha_r V^0 \rho_b}, \quad (4.11)$$

с другой стороны, это количество теплоты $q_1 = c_p (T_3 - T_2)$. Отсюда находим требуемый избыток воздуха, обеспечивающий допустимую температуру на входе в проточную часть газовой турбины:

$$\alpha_r = \frac{Q_H^p}{c_p V^0 \rho_b (t_3 - t_2)}. \quad (4.12)$$

Более точное значение избытка воздуха можно получить, если выражение для массового расхода продуктов сгорания через газовую турбину записать с учетом превышения массы продуктов сгорания над массой подаваемого на горение воздуха

$$G_r = V_r \cdot B_r \cdot \rho_b = [V_r^0 + (\alpha - 1) \cdot V^0] \cdot B_r \cdot \rho_b. \quad (4.10')$$

Повторяя предыдущие преобразования, получим выражение для расчета коэффициента избытка воздуха в виде

$$\alpha_r = \frac{Q_H^p}{c_p V^0 \rho_b (t_3 - t_2)} - \left(\frac{V_r^0}{V^0} - 1 \right). \quad (4.12')$$

Таким образом, полезная работа, η_r газовой турбины, степень сжатия в компрессоре и коэффициент избытка воздуха оказываются связанными между собой. Чем выше степень сжатия КПД, тем до большей температуры подогревается воздух в компрессоре, тем меньше расход газа в камере сгорания и тем выше коэффициент избытка воздуха на входе в газовую турбину (см. рис. 4.6).

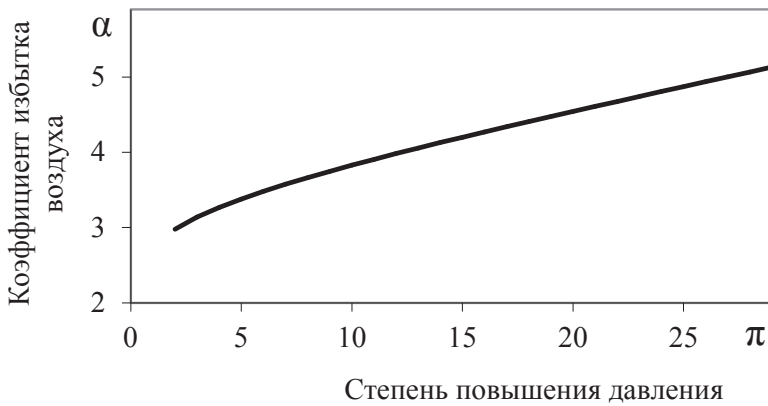


Рис. 4.6. Зависимость коэффициента избытка от степени сжатия в компрессоре

Существуют объективные показатели, с помощью которых можно осуществить количественную оценку характеристик парогазовых установок. Один из таких показателей — это *доля теплоты топлива газотурбинной установки* δ [14]. Этот показатель представляет собой отношение количества теплоты, выделенной при сжигании топлива в газотурбинной части установки, к общему количеству теплоты, выделенной в парогазовой установке.

Сжигание топлива в камере сгорания газовой турбины согласно условиям прочности лопаток турбин осуществляется с повышенными значениями коэффициента избытка воздуха α_r . В этом случае объем продуктов сгорания практически равен объему воздуха, подаваемого на горение:

$$V_r = B_r \alpha_r V^0, \quad (4.13)$$

где B_r — расход топлива, сжигаемый в газовой турбине; V_r — объемный расход продуктов сгорания, покидающих газовую турбину. При сжигании дополнительного количества топлива в парогенераторе B_{π} расход продуктов сгорания почти не изменится и будет связан с суммарным расходом топлива B_{Σ} соотношением

$$V_r = B_{\Sigma} \alpha_r V^0. \quad (4.14)$$

Приравнявая расход продуктов сгорания, получим соотношение между суммарным расходом топлива и расходом топлива на газовую турбину в виде

$$B_{\Sigma} / B_r = \alpha_r / \alpha_{yx}. \quad (4.15)$$

Совершенно очевидно, что соотношение теплоты, выделенной при сжигании топлива в газотурбинной части установки, к общему количеству теплоты, подведенному к парогазовой установке, также будет пропорционально отношению коэффициентов избытка воздуха:

$$Q_{\Sigma} / Q_r = B_{\Sigma} / B_r = \alpha_r / \alpha_{yx}. \quad (4.16)$$

Отношение расхода топлива B_{Π} , дополнительно сожженного в парогенераторе, к расходу топлива B_r , сожженного в газовой турбине, выразится соотношением

$$B_{\Pi} / B_r = (B_{\Sigma} - B_r) / B_r = \alpha_r / \alpha_{yx} - 1. \quad (4.17)$$

В ПКУПГ в паротурбинной части топливо сжигается до полного использования кислорода выхлопных газов газовой турбины, значение α_{yx} близко к единице и *доля теплоты топлива газотурбинной установки* $\delta = B_r / B_{\Sigma} = \alpha_{yx} / \alpha_r$ минимальна. При $\alpha_{yx} = \alpha_r$, $\delta = 1$ сжигание топлива в паротурбинной части не производится, что соответствует бинарным ПГУ с котлами-утилизаторами.

Второй показатель, позволяющий осуществлять количественную оценку некоторых характеристик парогазовых циклов, — степень бинарности [14] цикла β . Степень бинарности показывает, какую часть в суммарном количестве теплоты, подведенной к рабочему телу нижнего цикла, составляет теплота, отведенная от рабочего тела верхнего цикла. Применительно к парогазовым установкам можно записать

$$\beta = (1 - \eta_r) B_r / [(1 - \eta_r) B_r + B_{\Pi}], \quad (4.18)$$

где η_r — термический КПД идеальной газотурбинной установки.

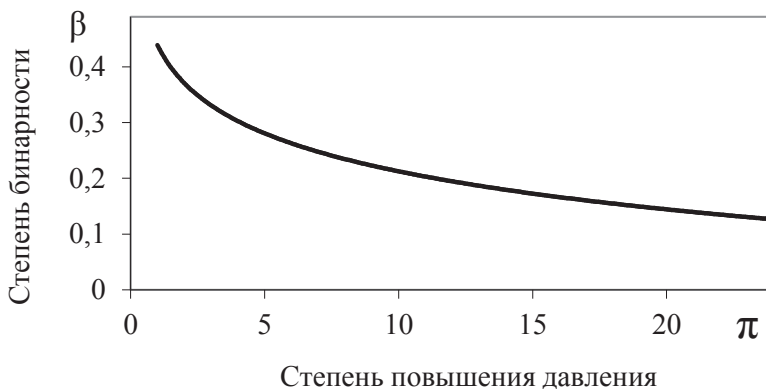


Рис. 4.7. Зависимость степени бинарности идеального цикла от степени сжатия в компрессоре

Разделив числитель и знаменатель на B_r , с учетом (4.17) получим:

$$\beta = (1 - \eta_r) / [(1 - \eta_r) + B_n / B_r] = (1 - \eta_r) / (\alpha_r / \alpha_{yx} - \eta_r). \quad (4.19)$$

При $\alpha_r = \alpha_{yx}$ (в случае ПГУКУ) степень бинарности цикла равна единице. Для ПГУПГ с увеличением степени повышения давления степень бинарности цикла уменьшается (рис. 4.7).

Третий показатель — отношение электрической мощности теплофикационной установки к ее тепловой мощности y :

$$y = N_g / \Phi, \quad (4.20)$$

где N_g и Φ — соответственно электрическая и тепловая мощность установки.

4.2.2. Основные расчетные соотношения реального цикла ГТУ [17, 18]

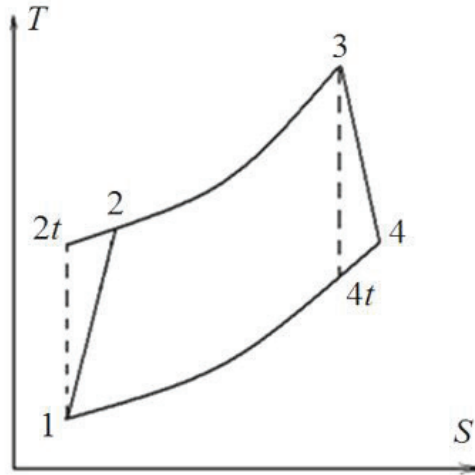


Рис. 4.8. Реальный и идеальный циклы ГТУ [17, 18]

Точка 1 (рис. 4.8) отражает начальное состояние воздуха перед компрессором. Линия 1–2 соответствует процессу сжатия воздуха в компрессоре до параметров P_2 и T_2 . Линия 1–2t соответствует изоэнтропийному сжатию до того же давления и температуры T_{2t} . Параметр t означает изоэнтропийное сжатие и расширение. Линия 2–3 соответствует изобарному подводу теплоты в камере сгорания, при этом температура продуктов сгорания возрастает до T_3 . На самом деле давле-

ние в камере сгорания падает вследствие гидравлических потерь, т. е. $P_3 < P_2$. Можно принять, что

$$P_3 = \lambda_1 \cdot P_2, \quad (4.21)$$

где λ_1 — коэффициент, учитывающий потери давления в воздушном тракте между компрессором и камерой сгорания и в самой камере сгорания, $\lambda_1 = 0,97–0,98$. Линия 3–4 изображает процесс расширения газа в турбине до давления P_4 . Вследствие потерь давления в газовом тракте за турбиной $P_4 > P_1$. Аналогично предыдущему примем

$$P_1 = \lambda_2 \cdot P_4, \quad (4.22)$$

где $\lambda_2 = 0,96–0,98$.

Обозначая $\lambda = \lambda_1 \cdot \lambda_2$, установим зависимость между отношениями давления в компрессоре и турбине: $\pi_k = P_2/P_1$, $\pi_{гт} = P_3/P_4$. Учитывая выражения (4.21) и (4.22), получим

$$\lambda \cdot \pi_k = \frac{P_3}{P_2} \cdot \frac{P_1}{P_4} \cdot \frac{P_2}{P_1} = \pi_{гт}. \quad (4.23)$$

Удельной полезной работой называют разность $l = l_t - l_k$ работы турбины и компрессора $l_t = c_{пр} \cdot (T_3 - T_4)$, $l_k = c_{рк} \cdot (T_2 - T_1)$, где массовые теплоемкости рассчитываются для соответствующих диапазонов температур. Запишем выражения для изоэнтروпийных КПД компрессора турбины.

$$\eta_t = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4t}}, \quad \eta_k = \frac{T_{2t} - T_1}{T_2 - T_1}. \quad (4.24)$$

Пользуясь выражением (4.24), а также уравнениями изоэнтропы, согласно которым:

$$T_{2t}/T_1 = \pi_k^{\varepsilon_k}, \quad T_{4t}/T_3 = \pi_{гт}^{-\varepsilon_{гт}}, \quad (4.25)$$

где $\varepsilon_k = (k_b - 1)/k_b$, $\varepsilon_{гт} = (k_{гт} - 1)/k_{гт}$, найдем температуры T_2 и T_4 : $T_3 - T_4 = \eta_t (T_3 - T_{4t})$;

$$T_4 = T_3 - \eta_t \cdot (T_3 - T_{4t}) = T_3 - \eta_t \cdot (T_3 - T_3 \cdot \pi_{гт}^{-\varepsilon_{гт}}) = T_3 \cdot [1 - \eta_t \cdot (1 - \pi_{гт}^{-\varepsilon_{гт}})]; \quad (4.26)$$

$$\eta_k = \frac{T_{2t} - T_1}{T_2 - T_1}, \text{ или } T_2 - T_1 = (T_{2t} - T_1) / \eta_k, \text{ или } T_2 = T_1 + (T_{2t} - T_1) / \eta_k = \quad (4.27)$$

$$= T_1 + (T_1 \cdot \pi_k^{\varepsilon_k} - T_1) / \eta_k = T_1 \cdot [1 + (\pi_k^{\varepsilon_k} - 1) / \eta_k].$$

Тогда зависимости для работы турбины и компрессора примут вид

$$\begin{aligned} l_T &= c_{pg} \cdot (T_3 - T_4) = c_{pg} \cdot \left\{ T_3 - T_3 \cdot \left[1 - \eta_T \cdot (1 - \pi_{гТ}^{-\varepsilon_T}) \right] \right\} = c_{pg} \cdot T_3 \cdot \eta_T \cdot (1 - \pi_{гТ}^{-\varepsilon_T}), \\ l_K &= c_{pk} \cdot (T_2 - T_1) = c_{pk} \cdot \left\{ T_1 - T_1 \cdot \left[1 + (\pi_K^{\varepsilon_K} - 1) / \eta_K \right] \right\} = c_{pk} \cdot T_1 \cdot (\pi_K^{\varepsilon_K} - 1) / \eta_K. \end{aligned} \quad (4.28)$$

Удельное подведенное тепло определяют по разности энтальпий в точках 3 и 2 $q_1 = \frac{1}{\eta_{KC}} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2)$, где c_p — теплоемкость в камере сгорания. КПД камеры сгорания учитывает потери теплоты с недожегом и через стенки камеры сгорания и равен 0,95–0,98. КПД цикла ГТУ определяется выражением

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{l_T - l_K}{q} = \frac{c_{pg} \cdot T_3 \cdot \eta_T \cdot (1 - \pi_{гТ}^{-\varepsilon_T}) - c_{pk} \cdot T_1 \cdot (\pi_K^{\varepsilon_K} - 1) / \eta_K}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} \cdot \eta_{KC} = \\ &= \frac{(c_{pg}/c_p)(T_3/T_1) \cdot \eta_T \cdot (1 - \pi_{гТ}^{-\varepsilon_T}) - (c_{pk}/c_p) \cdot (\pi_K^{\varepsilon_K} - 1) / \eta_K}{c_p \cdot (T_3/T_1 - T_2/T_1)} \cdot \eta_{KC}. \end{aligned} \quad (4.29)$$

Пусть $T_3/T_1 = \tau$, $c_{pg}/c_p = \bar{c}_T$, $c_{pk}/c_p = \bar{c}_K$, тогда

$$\eta = \frac{\bar{c}_T \cdot \tau \cdot \eta_T \cdot (1 - \pi_{гТ}^{-\varepsilon_T}) - \bar{c}_K \cdot (\pi_K^{\varepsilon_K} - 1) / \eta_K}{\tau - 1 - (\pi_K^{\varepsilon_K} - 1) / \eta_K} \eta_{KC}. \quad (4.30)$$

КПД цикла будет равен нулю в случае равенства нулю числителя. При равенстве средних теплоемкостей воздуха и продуктов сгорания получим:

$$\begin{aligned} \bar{c}_T \cdot \tau \cdot \eta_T \cdot (1 - \pi_{гТ}^{-\varepsilon_T}) &= \bar{c}_K \cdot (\pi_K^{\varepsilon_K} - 1) / \eta_K; \\ \tau \cdot \eta_T \cdot \eta_K &= \frac{(\pi_K^{\varepsilon_K} - 1)}{(1 - \pi_{гТ}^{-\varepsilon_T})} \cdot \frac{\pi_K^{\varepsilon_K}}{\pi_K^{\varepsilon_K}} = \frac{(\pi_K^{\varepsilon_K} - 1)}{(\pi_K^{\varepsilon_K} - 1)} \cdot \frac{\pi_K^{\varepsilon_K}}{1} = \pi_K^{\varepsilon_K}; \\ \pi &= \sqrt[\varepsilon]{\tau \cdot \eta_T \cdot \eta_K}. \end{aligned}$$

Для идеального цикла имеем $\bar{c}_T = \bar{c}_K$, $\eta_T = \eta_K = 1$, $\pi_K = \pi_{гТ}$, тогда

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\tau \cdot (1 - \pi^{-\varepsilon}) - (\pi^{\varepsilon} - 1)}{\tau - \pi^{\varepsilon}} = \frac{\tau - \pi^{\varepsilon} + 1 - \tau \cdot \pi^{-\varepsilon}}{\tau - \pi^{\varepsilon}} = \\ &= 1 + \frac{1 - \tau \cdot \pi^{-\varepsilon}}{\tau - \pi^{\varepsilon}} \cdot \frac{\pi^{\varepsilon}}{\pi^{\varepsilon}} = 1 + \frac{\pi^{\varepsilon} - \tau}{\tau - \pi^{\varepsilon}} \cdot \frac{1}{\pi^{\varepsilon}} = 1 - \frac{1}{\pi^{\varepsilon}}. \end{aligned} \quad (4.31)$$

Как и должно быть для идеального цикла.

Расчеты по формулам (4.4) и (4.30) приведены на рис. 4.9.

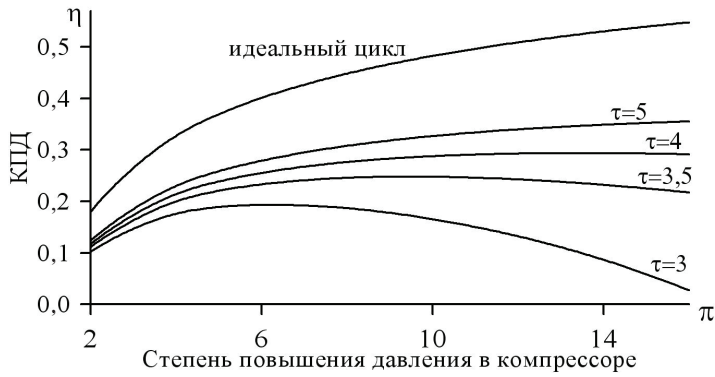


Рис. 4.9. КПД реального и идеального цикла [4, 5]

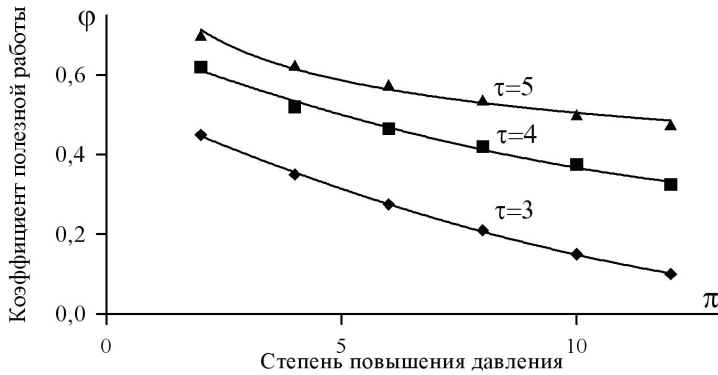


Рис. 4.10. Зависимость коэффициента полезной работы от степени повышения давления

Отношение полезной работы к работе турбины называют коэффициентом полезной работы турбины

$$\varphi = \frac{l_{\Gamma} - l_{\kappa}}{l_{\Gamma}} = 1 - \frac{l_{\kappa}}{l_{\Gamma}} = 1 - \frac{c_{\text{РК}}}{c_{\text{РГ}}} \cdot \frac{1}{\tau \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\kappa}} \cdot \frac{(\pi_{\kappa}^{\varepsilon_{\kappa}} - 1)}{(1 - \pi_{\Gamma}^{\varepsilon_{\Gamma}})}. \quad (4.32)$$

Пусть $\pi_{\kappa} \approx \pi_{\Gamma}$, $\varepsilon_{\Gamma} \approx \varepsilon_{\kappa}$, тогда

$$\varphi = 1 - \frac{1}{\tau \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\kappa}} \cdot \frac{(\pi_{\kappa}^{\varepsilon_{\kappa}} - 1)}{(1 - \pi_{\Gamma}^{\varepsilon_{\Gamma}})} = 1 - \frac{\pi_{\kappa}^{\varepsilon_{\kappa}}}{\tau \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\kappa}} \cdot \frac{(1 - \pi_{\Gamma}^{\varepsilon_{\Gamma}})}{(1 - \pi_{\Gamma}^{\varepsilon_{\Gamma}})} = 1 - \frac{\pi_{\kappa}^{\varepsilon_{\kappa}}}{\tau \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\kappa}}. \quad (4.33)$$

4.2.3. Тепловой баланс реальной ГТУ

Для определения коэффициента избытка воздуха запишем тепловой баланс камеры сгорания [17, 18]:

$$G_{\Gamma} \cdot h_{\Gamma} = G_{\kappa} \cdot h_{\kappa} + G_{\tau} \cdot (Q_{\text{м}}^{\text{п}} + h_{\tau}), \quad (4.34)$$

где G_{Γ} , G_{κ} , G_{τ} — массовые расходы газов на выходе из газовой турбины, воздуха на выходе из компрессора, топлива, подаваемого в камеру сгорания, кг/с; h_{Γ} и h_{κ} , h_{τ} — соответствующие энтальпии продуктов сгорания, воздуха, и топлива, кДж/кг; $Q_{\text{м}}^{\text{п}}$ — низшая теплота сгорания, отнесенная к 1 кг топлива, кДж/кг.

Теоретически необходимое (массовое в кг/кг) количество воздуха для окисления 1 кг топлива можно рассчитать по стехиометрическим уравнениям реакции

$$L^0 = \frac{\rho_{\text{в}}}{\rho_{\Gamma}} \left(0,5 \cdot \text{H}_2 + 0,5 \cdot \text{CO} + 1,5 \cdot \text{H}_2\text{S} + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2 \right). \quad (4.35)$$

При известном объемном составе природного газа его плотность, приведенная к нормальным условиям, рассчитывается как

$$\rho_{\Gamma} = \frac{1}{100 \cdot V_{\mu}} \cdot [\text{CO} \cdot \mu_{\text{CO}} + \text{H}_2 \cdot \mu_{\text{H}_2} + \sum \text{C}_m\text{H}_n \cdot \mu_{\text{C}_m\text{H}_n} + \text{CO}_2 \cdot \mu_{\text{CO}_2} + \text{N}_2 \cdot \mu_{\text{N}_2}]. \quad (4.36)$$

Теплота сгорания природного газа, отнесенная к 1 кг топлива, также может быть пересчитана при известной плотности и низшей теплоте сгорания одного кубометра газа

$$Q_{\text{м}}^{\text{п}} = Q_{\text{н}}^{\text{п}} / \rho_{\Gamma}. \quad (4.37)$$

Массовые расходы продуктов сгорания воздуха и топлива связаны между собой очевидными соотношениями:

$$G_{\kappa} = G_{\tau} \cdot \alpha \cdot L^0; \quad G_{\Gamma} = G_{\tau} \cdot (1 + \alpha \cdot L_0). \quad (4.38)$$

Учитывая, что $h_{\Gamma} = h_3$, а $h_{\kappa} = h_2$, и пренебрегая энтальпией топлива $h_{\tau} = 0$, преобразуем выражение (4.34) к виду

$$\begin{aligned} G_{\tau} \cdot (1 + \alpha \cdot L_0) \cdot h_3 &= G_{\tau} \cdot \alpha \cdot L_0 \cdot h_3 + G_{\tau} \cdot Q_{\text{м}}^{\text{п}} \\ \text{или } (1 + \alpha \cdot L_0) \cdot h_3 &= \alpha \cdot L_0 \cdot h_3 + Q_{\text{м}}^{\text{п}}. \end{aligned} \quad (4.39)$$

Выразив из выражения (4.39) коэффициент избытка воздуха, получим

$$\alpha = \frac{Q_m^p - h_3}{L_0 \cdot (h_3 - h_2)}. \quad (4.40)$$

В сравнении с ранее полученным выражением (4.12) отличие заключается лишь в пренебрежении при выводе формулы (4.12) расходом топлива по сравнению с расходом продуктов сгорания. При учете расхода продуктов сгорания в числителе выражения появляется энтальпия 1 кг продуктов сгорания, которая вычитается из массовой теплоты продуктов сгорания природного газа.

4.3. Термическая эффективность парогазовых установок [15]

Коэффициент термической эффективности определяется из уравнения [15]:

$$\eta = (N_{\text{э}} + \Phi) / BQ_{\text{н}}^p. \quad (4.41)$$

Для конденсационных парогазовых установок коэффициент термической эффективности определяется уравнением

$$\eta_{\text{пт}} = (N_{\text{г}} + N_{\text{п}}) / (B_{\text{г}} \cdot Q_{\text{н}}^p + B_{\text{п}} \cdot Q_{\text{н}}^p), \quad (4.42)$$

где $N_{\text{г}}$ и $N_{\text{п}}$ — электрическая мощность соответственно газовой и паровой турбины. Уравнения электрической мощности турбин имеют вид:

$$N_{\text{г}} = B_{\text{г}} Q_{\text{н}}^p \eta_{\text{г}}, \quad (4.43)$$

$$N_{\text{п}} = [B_{\text{г}} Q_{\text{н}}^p (1 - \eta_{\text{г}}) + B_{\text{п}} Q_{\text{н}}^p - Q_{\text{пот}}] \eta_{\text{п}}, \quad (4.44)$$

где $Q_{\text{пот}}$ — потери теплоты в котельном агрегате, основными из которых являются потери теплоты с уходящими газами, существенно зависящие от величины коэффициента избытка воздуха в уходящих газах. Пренебрегая потерями с наружным охлаждением и с химической неполнотой сгорания, запишем потери теплоты как потери с уходящими газами в виде

$$Q_{\text{пот}} = (B_{\text{г}} + B_{\text{п}}) \alpha_{\text{yx}} V^0 c_{\text{г}} t_{\text{yx}}. \quad (4.45)$$

Подставляя в уравнение (4.42) выражения (4.43)– (4.45), с учетом (4.17) получим:

$$\begin{aligned}\eta_{\text{пг}} &= [B_{\text{г}}\eta_{\text{г}} + B_{\text{г}}(1 - \eta_{\text{г}})\eta_{\text{п}} + B_{\text{п}}\eta_{\text{п}} - Q_{\text{пот}} / Q_{\text{н}}^{\text{п}}\eta_{\text{п}}] / (B_{\text{г}} + B_{\text{п}}) = \\ &= \{[\eta_{\text{г}} + [(1 - \eta_{\text{г}}) + B_{\text{п}} / B_{\text{г}} - Q_{\text{пот}} / Q_{\text{н}}^{\text{п}}B_{\text{г}}]\eta_{\text{п}}\} / (1 + B_{\text{п}} / B_{\text{г}}) = \\ &= [\eta_{\text{г}} + (1 - \eta_{\text{г}} + \alpha_{\text{г}} / \alpha_{\text{yx}} - 1 - Q_{\text{пот}} / Q_{\text{н}}^{\text{п}}B_{\text{г}})\eta_{\text{п}}]\alpha_{\text{yx}} / \alpha_{\text{г}} = \\ &= \eta_{\text{г}}\alpha_{\text{yx}} / \alpha_{\text{г}} + (1 - \eta_{\text{г}}\alpha_{\text{yx}} / \alpha_{\text{г}} - \alpha_{\text{yx}} / \alpha_{\text{г}}Q_{\text{пот}} / Q_{\text{н}}^{\text{п}}B_{\text{г}})\eta_{\text{п}}.\end{aligned}\quad (4.46)$$

Преобразуем комплекс, содержащий потери теплоты с уходящими газами, к следующему виду:

$$\begin{aligned}\alpha_{\text{yx}} / \alpha_{\text{г}}Q_{\text{пот}} / Q_{\text{н}}^{\text{п}}B_{\text{г}} &= \alpha_{\text{yx}} / \alpha_{\text{г}}(B_{\text{г}} + B_{\text{п}})\alpha_{\text{yx}}V^0c_{\text{г}} \cdot t_{\text{yx}} / Q_{\text{н}}^{\text{п}}B_{\text{г}} = \\ &= \alpha_{\text{yx}} / \alpha_{\text{г}}(1 + B_{\text{п}} / B_{\text{г}})\alpha_{\text{yx}}V^0c_{\text{г}}t_{\text{yx}} / Q_{\text{н}}^{\text{п}} = \alpha_{\text{yx}} / \alpha_{\text{г}}(\alpha_{\text{г}} / \alpha_{\text{yx}})\alpha_{\text{yx}} \frac{V^0}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}}c_{\text{г}}t_{\text{yx}} = \\ &= \alpha_{\text{yx}}c_{\text{г}}t_{\text{yx}} / 3,65 = l_{\text{yx}},\end{aligned}$$

где 3,65 — отношение теплоты сгорания газа к теоретически необходимому количеству воздуха, МДж/м³ воздуха. Тогда выражение для коэффициента термической эффективности ГТУ будет иметь вид:

$$\eta_{\text{пг}} = \eta_{\text{г}}\alpha_{\text{yx}} / \alpha_{\text{г}} + (1 - \eta_{\text{г}}\alpha_{\text{yx}} / \alpha_{\text{г}} - l_{\text{yx}})\eta_{\text{п}}. \quad (4.47)$$

Для ПГУКУ $\alpha_{\text{г}} = \alpha_{\text{yx}}$ и выражение преобразуется к виду

$$\eta_{\text{пг}} = \eta_{\text{г}} + (1 - \eta_{\text{г}} - l_{\text{yx}})\eta_{\text{п}}. \quad (4.48)$$

Уравнение (4.47) включает в себя основные характеристики ПГУ, что позволяет расчетным путем определить их характеристики. Термическая эффективность парогазовых установок с котлом полного горения слабо зависит от термической эффективности ГТА, т.е. от степени повышения давления в компрессоре. С увеличением степени повышения давления в компрессоре возрастает избыток воздуха в отходящих из турбины газах, увеличивается доля выработки электроэнергии по паровому циклу и суммарная эффективность ПГУ возрастает незначительно (см. рис. 4.13).

Термическая эффективность парогазовых установок с котлами-утилизаторами несколько возрастает при увеличении степени повышения давления, несмотря на то, что из-за повышения избытка воздуха в уходящих газах падает эффективность выработки электроэнергии по паровому циклу (возрастают потери с уходящими газами). Во всем

диапазоне изменения термической эффективности ГТУ величина эффективности ПГУ полного горения ниже, чем у ПГУ с котлами-утилизаторами (см. рис. 4.11).

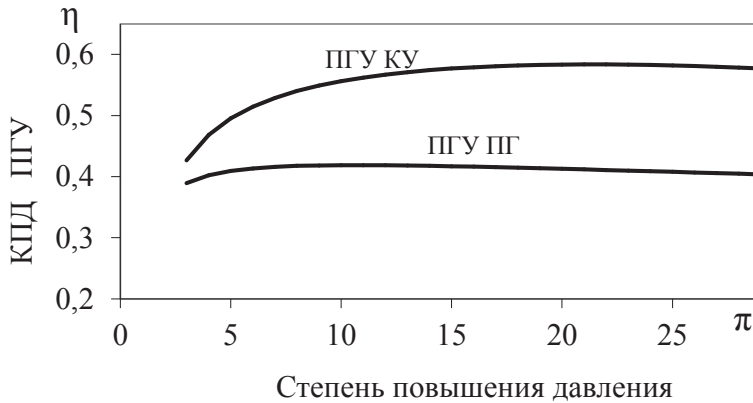


Рис. 4.11. Зависимость КПД ПГУ от степени повышения давления в компрессоре

4.4. Парогазовые установки с впрыском пара

В парогазовых установках с впрыском пара (ПГУ ВП) в воздушный или газовый тракт энергетической газотурбинной установки (ГТУ) подаются продукты сгорания топлива и водяной пар, которые в виде парогазовой смеси расширяются в газовой турбине [16]. В ГТУ с впрыском пара увеличение удельной полезной работы установки кроме обычного повышения температуры газа и оптимизации степени сжатия в цикле обеспечивается сокращением затрат работы на сжатие в компрессоре. Это сокращение можно осуществить либо охлаждением воздуха в тракте компрессора за счет впрыска воды, либо вводом в расширительную часть тракта ГТУ дополнительного рабочего тела воды или водяного пара. Такое техническое решение превращает энергетическую ГТУ в ПГУ ВП, в которой дополнительное пароводяное рабочее тело сжимается в жидкой фазе при относительно малой работе сжатия, что повышает экономичность установки. Существует несколько вариантов тепловых схем ПГУ ВП. Они могут быть выполнены как с отводом отработанной парогазовой смеси в атмосферу и потерей водяного пара (открытая схема), так и с конденсацией водя-

ных паров в контактном конденсаторе или конденсаторе другого типа с возвратом рабочего тела в цикл.

Парогазовые установки с впрыском пара открытой схемы обычно являются установками, вырабатывающими только электроэнергию. В ПГУ ВП с конденсацией и возвратом в цикл всего количества водяных паров приходится существенно снижать температуру выхлопных газов для конденсации из них воды. Для этого используются газовые сетевые подогреватели (ГСП) или другие технические решения, а в установке возникает необходимость отпуска тепла внешним потребителям. Таким образом, ПГУ ВП становятся теплофикационными установками.

Тепловая схема ПГУ ВП с отводом парогазовой смеси в атмосферу (открытая схема) приведена на рис. 4.12.

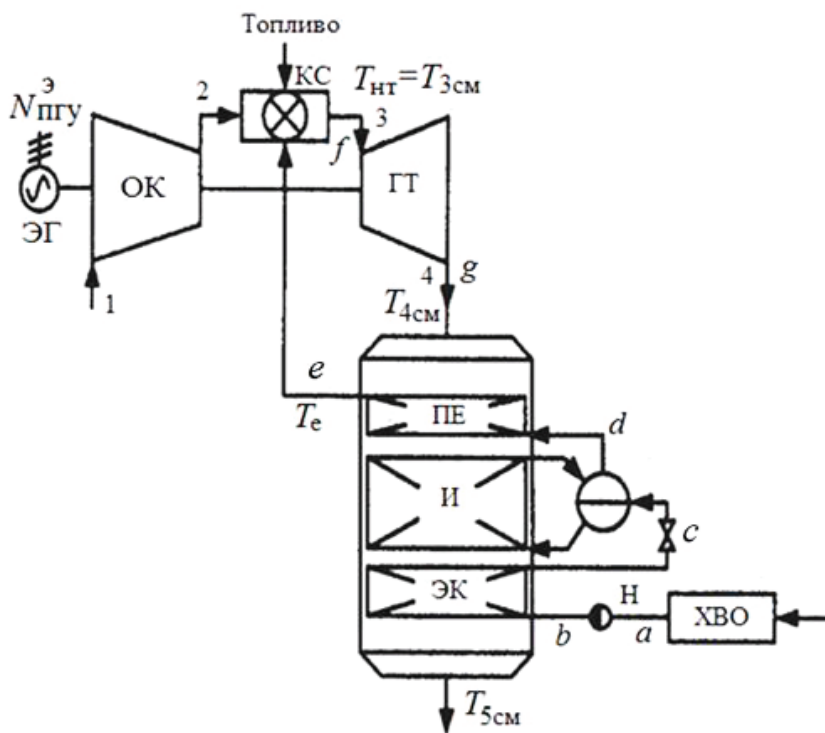


Рис. 4.12. Тепловая схема ПГУ ВП открытого типа [16]:

ГТ — газовая турбина; КС — камера сгорания ГТУ; ЭГ — электрогенератор;
ОК — осевой компрессор; КУ — котел-утилизатор; ПЕ — пароперегреватель;
И — испаритель; ЭК — экономайзер; Н — насос; ХВО — химическая водоочистка;
1, 2, 3, 4, 5 — характерные точки цикла ГТУ

На рис. 4.13 изображен идеализированный газовый и паровой циклы, а также дополнительно приведен совмещенный термодинамический цикл работы парогазовой смеси в газовой турбине.

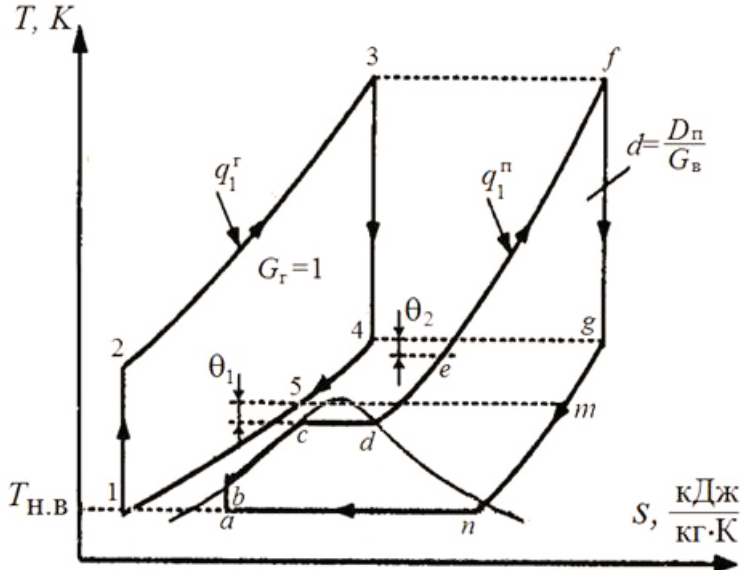


Рис. 4.13. Термодинамический цикл ПГУ с впрыском пара [16]. Цифрами 1, 2, 3, 4 обозначен идеальный цикл газотурбинного агрегата [14]

Основными элементами схем являются энергетическая ГТУ и котел-утилизатор, в котором из химически очищенной питательной воды генерируется перегретый пар, вводимый затем в камеру сгорания ГТУ. Воздух и пар нагреваются сжигаемым топливом до начальной температуры газов $T_3 = T_f = T_{\text{см}}$ (T_f — температура перегретого пара перед ГТУ; индекс «см» означает, что параметр относится к парогазовой смеси).

Выхлопные газы ГТ охлаждаются на поверхностях нагрева котла-утилизатора от температуры $T_{4\text{ см}}$ до $T_{5\text{ см}}$ и направляются в дымовую трубу. Утилизация теплоты этих газов ограничивается минимальным значением температуры $T_{5\text{ см}}$ (рис. 4.13). Ее влияние на характеристики системы проявляется двояко: во-первых, в образовании при низких температурах конденсата, вызывающего коррозию, и, во-вторых, в появлении выхлопной струи газов повышенной температуры, порождающей более позднюю конденсацию влаги, когда выходящие из трубы газы смешиваются с более холодным наружным воздухом.

По этой причине обычно принимают $T_5 = 125\text{--}135\text{ }^\circ\text{C}$. Для повышения температуры перегретого пара T_c до начальной температуры газов приходится увеличивать количество сжигаемого в камере сгорания ГТУ топлива, однако в дальнейшем это компенсируется ростом мощности газовой турбины в тепловой схеме ПГУ ВП, так как присутствие перегретого пара в потоке газов увеличивает теплоемкость среды при том же перепаде температур.

В отличие от схемы на рис. 4.12 без промежуточного пароперегревателя в тепловой схеме на рис. 4.14 часть потенциала перегретого пара срабатывается за котлом-утилизатором в паровой турбине, затем снова подогревается в промежуточном пароперегревателе и после этого вводится в камеру сгорания ГТУ. Такое решение повышает мощность и экономичность установки, но приводит к усложнению конструкции КУ и схемы ПГУ.

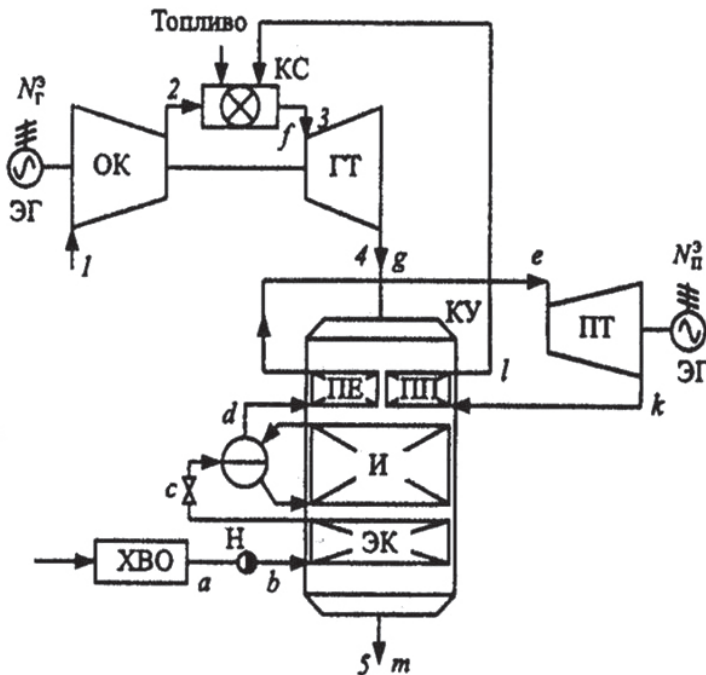


Рис. 4.14. Тепловая схема ПГУ с впрыском пара и промежуточным пароперегревателем [16]:

ГТ — газовая турбина; КС — камера сгорания ГТУ; ЭГ — электрогенератор; ОК — осевой компрессор; КУ — котел-утилизатор; ПЕ — пароперегреватель; И — испаритель; ЭК — экономайзер; Н — насос; ХВО — химическая водоочистка; ПТ — паровая турбина; ПП — промежуточный пароперегреватель; 1, 2, 3, 4, 5 — характерные точки цикла ГТУ

Рассмотрим изменение работы газовой турбины при условии, что массовый расход газов через турбину останется неизменным [4, 5]. Массовый расход смеси $G_{\text{см}}$ перегретого пара и продуктов сгорания равен расходу продуктов сгорания через турбину при обычных условиях (G_r). Относительный расход пара составит $d = D/G_r$, тогда расход продуктов сгорания уменьшится на величину, равную $(1-d)G_r$. Для простоты анализа будем считать, что пар нагревается в котле до той же температуры, что и воздух при сжатии в компрессоре (это соответствует существующим схемам ПГУ ВП).

Теплота, подведенная в камере сгорания:

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2) + dc_n(T_3 - T_2), \quad (4.49)$$

где c_n — массовая теплоемкость водяного пара.

Работа газовой турбины:

$$l_{\text{гт}} = (c_p + dc_n)(T_3 - T_4). \quad (4.50)$$

Работа компрессора:

$$l_{\text{к}} = c_p(T_2 - T_1). \quad (4.51)$$

Полезная работа в цикле ГТУ:

$$l = c_p[(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] + dc_n(T_3 - T_4). \quad (4.52)$$

КПД газотурбинной установки с впрыском пара:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{c_p[(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]}{(c_p + dc_n)(T_3 - T_2)} + \frac{dc_n(T_3 - T_4)}{(c_p + dc_n)(T_3 - T_2)} = \\ &= \frac{c_p}{(c_p + dc_n)} \eta_{\text{гт}} + \frac{dc_n}{(c_p + dc_n)} \frac{(T_3 - T_4)}{(T_3 - T_2)}. \end{aligned} \quad (4.53)$$

Комплекс, в который входят отношения температур, преобразуем к следующему виду:

$$\frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_2} = \frac{1 - T_4/T_3}{1 - T_2/T_3} = \frac{1 - \pi^{-\varepsilon}}{1 - \pi^{\varepsilon}\tau^{-1}},$$

где $\tau = \frac{T_3}{T_1}$ — коэффициент соотношения начальной температуры и температуры газов перед турбиной.

Тогда для КПД ГТУ с впрыском пара получим выражение

$$\eta = \frac{c_p}{c_p + dc_{\pi}} (1 - \pi^{-\varepsilon}) + \frac{dc_{\pi}}{(c_p + dc_{\pi})} \frac{(1 - \pi^{-\varepsilon})}{(1 - \pi^{\varepsilon} \tau^{-1})}. \quad (4.54)$$

На рис. 4.15 приведена расчетная зависимость изменения КПД газовой турбины при увеличении доли впрыскиваемого пара, при π и $\tau = \text{const}$. Как показывают расчеты, КПД ГТА за счет впрыска пара увеличивается незначительно, даже при доле впрыскиваемого пара более 30 % увеличение КПД не превышает 4 %, но значительно сильнее увеличивается удельная полезная работа.

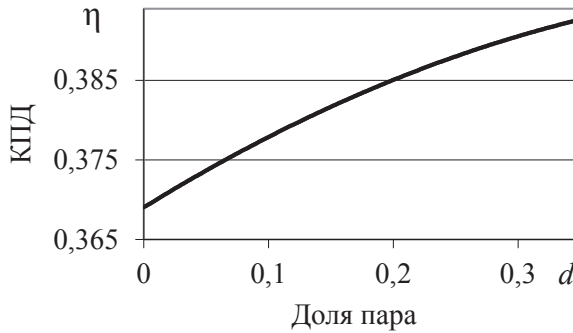


Рис. 4.15. Изменение КПД газовой турбины при увеличении доли впрыскиваемого пара

Рассмотрим изменение работы газовой турбины [4, 5] при условии, что массовый расход смеси $M_{\text{см}}$ перегретого пара и продуктов сгорания равен расходу продуктов сгорания через турбину без впрыска пара ($M_{\text{г}}$). Относительный расход пара составит $d = D / M_{\text{г}}$, тогда расход продуктов сгорания при впрыске пара уменьшится на величину, равную $(1-d)M_{\text{г}}$. При этом увеличение удельной работы за счет впрыска пара $l_{\text{ПГУВП}}$ по отношению к работе ГТА без впрыска пара $l_{\text{ГТА}}$ может быть рассчитано по выражению

$$\begin{aligned} l_{\text{ПГУВП}} / l_{\text{ГТА}} &= \{c_p [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] + c_{\pi} (T_3 - T_4) d\} \times \\ &\times (1-d) / c_p [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] = \\ &= (1-d) \left[1 + \frac{c_{\pi} d}{c_p} \cdot \frac{1}{1 - T_2 / T_3} \right]. \end{aligned} \quad (4.55)$$

На рис. 4.16 представлено увеличение полезной работы ПГУВП, рассчитанное при степени повышения давления в компрессоре, равной 5. При доле впрыскиваемого пара, равной 25 %, полезная работа (за счет снижения работы сжатия) увеличивается более чем на 30 %. Количество теплоты, которое необходимо затратить на испарение воды и перегрев пара при температуре питательной воды,

$$q = d \cdot (h_{\text{пп}} - h_{\text{пв}}). \quad (4.56)$$

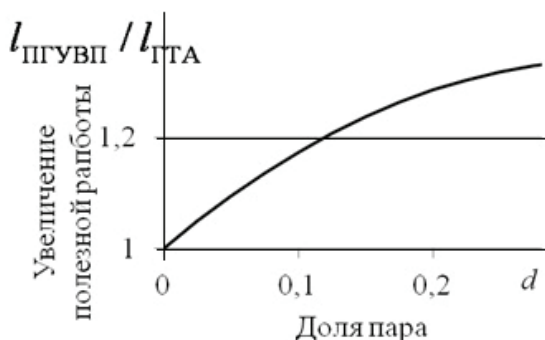


Рис. 4.16. Изменение полезной работы ГТА при увеличении доли впрыскиваемого пара

Температура, до которой охлаждаются продукты сгорания в смеси с водяными парами, чтобы получить требуемое количество перегретого пара.

$$T = T_4 - \frac{q}{c_p + dc_{\text{п}}}. \quad (4.57)$$

Совместное решение двух последних уравнений позволяет определить допустимое количество пара, которое можно подогреть отходящими из турбины продуктами сгорания в смеси с парами воды.

4.5. Основные расчетные соотношения реального цикла ГТУ с впрыском пара [4, 5]

Совмещенный термодинамический цикл работы парогазовой смеси в реальной газовой турбине с впрыском пара ничем не будет отли-

чаться от цикла представленного на рис. 4.10. Работа газовой турбины в соответствии с выражением (4.28):

$$l_t = c_{pg} \cdot T_3 \cdot \eta_g \cdot (1 - \pi_{гг}^{-\varepsilon_g}) + d \cdot c_{п} \cdot T_3 \cdot \eta_g \cdot (1 - \pi_{гг}^{-\varepsilon_g}) = T_3 \cdot \eta_g \cdot (1 - \pi_{гг}^{-\varepsilon_g}) \cdot (c_{pg} + d \cdot c_{п}). \quad (4.58)$$

Работа компрессора:

$$l_k = c_{pk} \cdot T_1 \cdot (\pi_k^{\varepsilon_k} - 1) / \eta_k. \quad (4.59)$$

Полезная работа в цикле ГТУ:

$$l = c_{pg} \cdot T_3 \cdot \eta_g \cdot (1 - \pi_{гг}^{-\varepsilon_g}) + d \cdot c_{п} \cdot T_3 \cdot \eta_g \cdot (1 - \pi_{гг}^{-\varepsilon_g}) - c_{pk} \cdot T_1 \cdot (\pi_k^{\varepsilon_k} - 1) / \eta_k. \quad (4.60)$$

Удельная подведенная теплота

$$q_l = \frac{1}{\eta_{kc}} \cdot (c_p + d \cdot c_{п}) \cdot (T_3 - T_2). \quad (4.61)$$

КПД газотурбинной установки с впрыском пара:

$$\eta = \frac{\bar{c}_{г+d} \cdot \tau \cdot \eta_g \cdot (1 - \pi_{гг}^{-\varepsilon_g}) - \bar{c}_{к+d} \cdot (\pi_k^{\varepsilon_k} - 1) / \eta_k}{\tau - 1 - (\pi_k^{\varepsilon_k} - 1) / \eta_k} \eta_{kc}, \quad (4.62)$$

где приведенные теплоемкости имеют следующий вид: $\bar{c}_{г+d} = \frac{c_{pg} + d \cdot c_{п}}{c_p + d \cdot c_{п}}$;

$\bar{c}_{г+d} = \frac{c_{pk}}{c_p + d \cdot c_{п}}$, и если первая из них близка к единице, то вторая ближе к 0,5.

Отношение полезной работы к работе турбины

$$\varphi = \frac{l_t - l_k}{l_t} = 1 - \frac{l_k}{l_t} = 1 - \frac{c_{pk}}{c_{pg} + d \cdot c_{п}} \cdot \frac{1}{\tau \cdot \eta_g \cdot \eta_k} \cdot \frac{(\pi_k^{\varepsilon_k} - 1)}{(1 - \pi_{гг}^{-\varepsilon_g})}. \quad (4.63)$$

4.6. Модернизация котельных в ТЭЦ

При существующем соотношении цен на энергоносители и оборудование стала чрезвычайно целесообразной выработка электроэнергии на тепловом потреблении. Наиболее простой путь — это реконструк-

ция существующих котельных с установкой паровых противодавленческих турбин или дополнительной установкой газовых турбин.

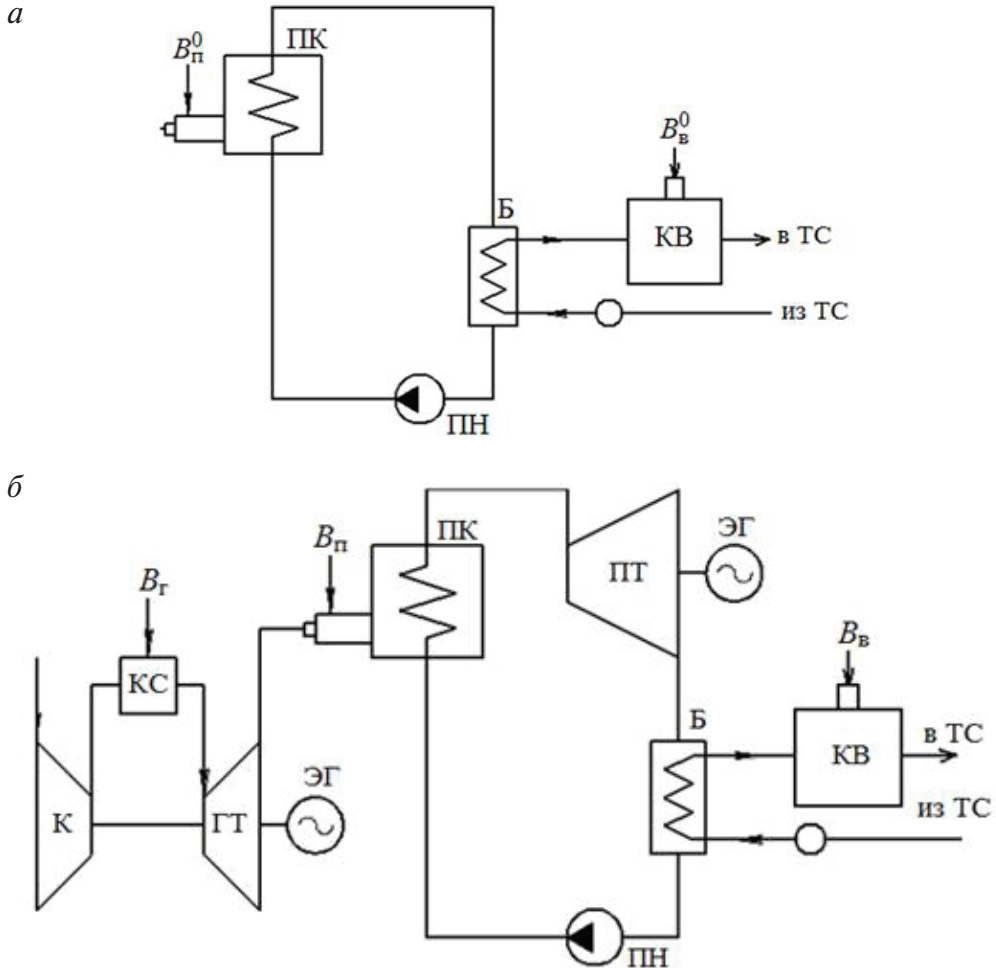


Рис. 4.17. Принципиальная тепловая схема мини-ТЭЦ:

К — компрессор; КС — камера сгорания; ГТ — газовая турбина; ПК — паровой котел;

Б — бойлер; ПТ — паровая турбина с противодавлением; ПН — питательный насос;

ЭГ — электрогенератор; ТС — тепловая сеть; КВ — котел водогрейный;

a — исходная схема котельной; *б* — котельная после модернизации

Количество теплоты, вырабатываемое паровым котлом, в рассматриваемой исходной схеме (рис. 4.17, *a*) равно количеству теплоты, полученному в бойлере, и связано с расходом газа на паровой котел очевидным соотношением:

$$Q_{\pi} = D(h_{\pi\pi} - h_k) = B_{\pi}^0 Q_H^p \eta_{\pi\kappa}, \quad (4.64)$$

где $h_{\pi\pi}$, h_k — энтальпии перегретого пара и конденсата после бойлера.

Количество теплоты, вырабатываемое водогрейным котлом, связано с расходом топлива на него соотношением

$$Q_B = B_B^0 \cdot Q_H^p \cdot \eta_{\text{БК}}. \quad (4.65)$$

При установке за котлом паровой турбины с противодавлением (см. рис. 4.17, б) может быть выработана электрическая энергия в размере:

$$N_{\pi} = D(h_{\pi\pi} - h_{\pi\tau}), \quad (4.66)$$

где $h_{\pi\tau}$ — энтальпия пара за противодавленческой турбиной. За счет того, что давление на входе в бойлер уменьшается, уменьшается и выработка тепловой энергии бойлером и возрастает расход топлива на выработку теплоты водогрейными котлами

$$Q_B = B_B \cdot Q_H^p \cdot \eta_{\text{БК}} = B_B^0 \cdot Q_H^p \cdot \eta_{\text{БК}} + D \cdot (h_{\pi\pi} - h_{\pi\tau}). \quad (4.67)$$

При установке перед котлом газовой турбины фактически реализуется схема ПГУ полного горения (см. рис. 4.1). В качестве окислителя при сжигании газа в паровом котле используются газы, выбрасываемые газовой турбиной. За счет этого уменьшается расход топлива B_{π} на паровой котел при условии, что его нагрузка остается неизменной

$$Q_{\pi} = B_{\pi}^0 \cdot Q_H^p \cdot \eta_{\pi\kappa} = [B_{\pi} + B_r(1 - \eta_r)] \cdot Q_H^p \cdot \eta_{\pi\kappa}. \quad (4.68)$$

Таким образом, уменьшение расхода топлива на паровой котел составит

$$\Delta B_{\pi} = B_{\pi}^0 - B_{\pi} = B_r \cdot (1 - \eta_r). \quad (4.69)$$

Увеличение расхода топлива на выработку требуемого количества теплоты водогрейными котлами можно определить как

$$\Delta B_B = D(h_{\pi\pi} - h_{\pi\tau}) / (Q_H^p \cdot \eta_{\text{БК}}). \quad (4.70)$$

Суммарное увеличение расхода топлива при реконструкции котельной в ТЭЦ определится выражением

$$\begin{aligned}
 \Delta B &= B_r + \Delta B_b - \Delta B = B_{\pi}^0 - B_{\pi} = \\
 &= B_r + D \cdot (h_{\pi\pi} - h_{\pi\tau}) / (Q_H^p \cdot \eta_{\text{вк}}) - B_r (1 - \eta_r) = \\
 &= \frac{N_{\pi}}{Q_H^p \cdot \eta_{\text{вк}}} + \frac{N_r}{Q_H^p}
 \end{aligned} \tag{4.71}$$

и зависит от выработки дополнительной электрической мощности.

Выбор типа газовой турбины при известном расходе топлива на паровой котел осуществляется из следующих соображений. Суммарный расход топлива на газовую турбину и паровой котел равны сумме расхода газа на газовую турбину и начальному расходу газа на паровой котел за вычетом уменьшения расхода топлива на паровой котел.

$$\begin{aligned}
 B_{\Sigma} &= B_{\pi}^0 + B_r - \Delta B_{\pi} = B_{\pi}^0 + B_r - B_r \cdot (1 - \eta_r) = \\
 &= B_{\pi}^0 + B_r \cdot \eta_r.
 \end{aligned} \tag{4.72}$$

Разделим правую и левую часть полученного выражения (4.72) на расход топлива на газовую турбину B_r

$$\frac{B_{\Sigma}}{B_r} = \frac{B_{\pi}^0}{B_r} + \eta_r. \tag{4.73}$$

С учетом соотношения (4.15) получим

$$\frac{B_{\pi}^0}{B_r} = \frac{\alpha_r}{\alpha_{yx}} = \eta_r.$$

Отсюда расход топлива на газовую турбину равен

$$B_r = \frac{B_{\pi}^0}{\alpha_r / \alpha_{yx} - \eta_r}. \tag{4.74}$$

4.7. Газопаровая установка со сжиганием топлива в кислороде

В настоящее время идет разработка нового поколения ПГУ со сжиганием в среде кислорода газообразного топлива, полученного из твердых топлив и горючих отходов. Планируемый коэффициент полезного действия около 36–40 % с учетом потерь на газификацию и захоронение CO_2 . В настоящее время разрабатывается проект демонстрационной установки электрической мощности 25 МВт.

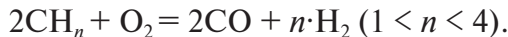
Горючий искусственный синтез-газ получают за счет парокислородной газификации твердого топлива при высоких давлениях. Подача кислорода обеспечивает протекание реакций газификации углерода при высокой температуре. Высокое давление, при котором протекают реакции газификации, необходимо для обеспечения высокого КПД при последующем расширении газов в турбине.

Основными реакциями при протекании парокислородной газификации являются следующие:

- гетерогенная реакция окисления углерода кислородом: $C + O_2 = CO_2$;
- гетерогенная реакция восстановления диоксида углерода на угле-роде: $CO_2 + C = 2 CO$;
- гетерогенная реакция конверсии углерода водяным паром: $C + H_2O = CO + H_2$.

Кроме того, идет гомогенная реакция водяного газа: $CO + H_2O = CO_2 + H_2$.

Результирующая экзотермическая реакция может быть записана как



Эта реакция экзотермическая, в результате которой образуются в основном CO и H_2 . В зависимости от состава исходного топлива в синтез-газе содержатся в небольшом количестве CO_2 , H_2O , H_2S , N_2 , Ar и т. д.

Сам газификатор представляет собой цилиндрический футерованный реактор, в который под высоким давлением подают топливо и кислород. Подача водяного пара позволяет снизить высокую температуру, обусловленную подачей кислорода.

Полученный синтез-газ сжигается в камере сгорания первой ступени трехступенчатой турбины с подачей воды в камеру сгорания для снижения температуры продуктов сгорания до $760^\circ C$ (см. рис. 4.18). Образующаяся смесь паров воды и CO_2 расширяется в цилиндре высокого давления, который по конструкции похож на ЦВД паровых турбин, так как в продуктах сгорания преимущественно находится водяной пар высокого давления.

Давление газов на входе в ЦВД, расположенный непосредственно за первой камерой сгорания, принято как в обычных паровых турбинах (около 11 МПа), а температура около $760^\circ C$.

Турбина среднего давления (ТСД) размещается после второй камеры сгорания, в которую подаются дополнительный расход синтез-газа,

кислород и водяной пар для снижения температуры на выходе из камеры сгорания. Турбина среднего давления (4 МПа) работает при параметрах, характерных для газовых турбин: температура на входе в нее составляет 1760°C , давление 4 МПа. В настоящее время для газовых турбин уже освоены следующие параметры: $t = 1500^{\circ}\text{C}$, $P = 2$ МПа.

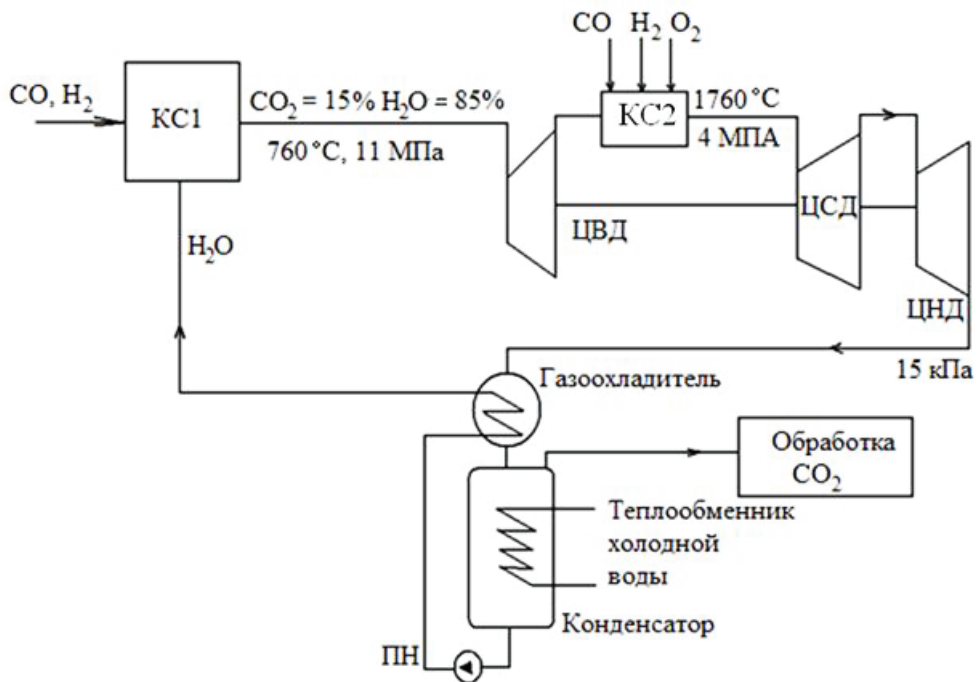


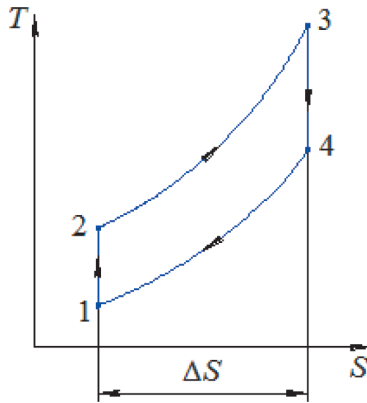
Рис. 4.18. Схема газопаровой установки со сжиганием в кислороде

В турбину низкого давления (ТНД) поступает парогазовая смесь с температурой 760°C и давлением, близким к атмосферному. Смесь расширяется до давления примерно 15 кПа, при котором водяные пары охлаждаются в парогенераторе, конденсируются, образуемая вода рециркулирует для впрыска в кислородные камеры сгорания, а практически чистый CO_2 отводится и сжимается для транспортировки и захоронения.

Задачи к главе 4

Задача 4.1

Газотурбинный агрегат 13 Е фирмы АВВ имеет следующие характеристики: топливо — природный газ ($Q_H^p = 35600$ кДж/м³; $V^0 = 9,44$ м³/м³); электрическая мощность $N = 147$ МВт; степень сжатия $\pi = 13,8$; температура газов перед турбиной $t_3 = 1070$ °С. Рассчитать: КПД ГТУ, состояние газа в характерных точках, расход топлива и продуктов сгорания, коэффициент избытка воздуха. Плотность воздуха $\rho_v = 1,29$ кг/м³.



Коэффициент полезного действия газотурбинной установки определяется соотношением:

$$\eta_r = 1 - \pi^{-\frac{k-1}{k}} = 1 - 13,8^{-\frac{1,4-1}{1,4}} = 0,528.$$

Параметры в точке 1, соответствующей состоянию окружающей среды:

- температура воздуха $t_1 = 20$ °С или $T_1 = t_1 + 273 = 20 + 273 = 293$ К;
- давление $P_1 = 0,1$ МПа.

Параметры в точке 2, соответствующей состоянию воздуха после компрессора:

- температура $T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}} = 293 \cdot 13,8^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 620$ К или

$$t_1 = T_1 - 273 = 620 - 273 = 347$$
 °С;

- давление $P_2 = \pi \cdot P_1 = 13,8 \cdot 0,1 = 1,38$ МПа.

Параметры в точке 3, соответствующей состоянию газов перед турбиной:

- температура воздуха $t_3 = 1070$ °С или $T_3 = t_3 + 273 = 1070 + 273 = 1343$ К;
- давление $P_3 = P_2 = 1,38$ МПа.

Параметры в точке 4, соответствующей состоянию газов на выходе из турбины:

- температура $T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_3 \cdot \pi^{-\frac{k-1}{k}} = 1343 \cdot 13,8^{-\frac{1,4-1}{1,4}} = 634$ К или $t_4 = T_4 - 273 = 634 - 273 = 361$ °С;
- давление $P_4 = P_1 = 0,1$ МПа.

Количество подведенной теплоты на 1 кг рабочего тела в цикле ГТУ:

$$q_1 = c_p \cdot (T_3 - T_2).$$

Количество отведенной теплоты:

$$q_2 = c_p \cdot (T_4 - T_1).$$

Теплота в камере сгорания подводится за счет сжигания природного газа. Сжигание осуществляется с повышенным коэффициентом избытка воздуха, поскольку температура T_3 ограничена. Расход природного газа, сжигаемого в камере сгорания, определяется из следующего соотношения:

$$B_r = \frac{N}{Q_H^p \cdot \eta_r} = \frac{147 \cdot 10^3}{35600 \cdot 0,528} = 7,82 \text{ м}^3/\text{с} \cong 28 \text{ тыс. м}^3/\text{ч}.$$

Суммарный тепловой поток, выделившийся при сжигании газа в турбине с расходом B_r будет равен

$$Q_1 = B_r \cdot Q_H^p.$$

Удельное количество теплоты на 1 кг рабочего тела:

$$q_1 = \frac{Q_1}{G_r} = \frac{B_r \cdot Q_H^p}{\alpha_r \cdot V^0 \cdot B_r \cdot \rho_B} = \frac{Q_H^p}{\alpha_r \cdot V^0 \cdot \rho_B}.$$

С другой стороны, это количество теплоты равняется

$$q_1 = c_p \cdot (T_3 - T_2).$$

Отсюда находим требуемый избыток воздуха, обеспечивающий допустимую температуру на входе в проточную часть газовой турбины:

$$\alpha_r = \frac{Q_H^p}{c_p \cdot (T_3 - T_2) \cdot V^0 \cdot \rho_B} = \frac{35600}{1 \cdot (1343 - 620) \cdot 9,44 \cdot 1,29} = 4,$$

и массовый расход продуктов сгорания через турбину:

$$G_r = \alpha_r \cdot V^0 \cdot B_r \cdot \rho_B = 4 \cdot 9,44 \cdot 7,82 \cdot 1,29 = 380,9 \text{ м/с} \cong 1370 \text{ тыс. м}^3/\text{ч}.$$

Задача 4.2

Для ПГУПГ рассчитать, как изменятся: коэффициент избытка воздуха в камере сгорания α_r , доля теплоты топлива газотурбинной установки δ , степень бинарности цикла β и КПД парогазового цикла $\eta_{пгг}$ при изменении степени повышения давления π от 9 до 14 при следующих условиях. В газовой турбине сжигают газ северных месторождений ($Q_H^p = 35600 \text{ кДж/м}^3$; $V^0 = 9,44 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $V_r^0 = 10,6 \text{ м}^3/\text{м}^3$), массовая теплоемкость воздуха $c_{св} = 1,01 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$, плотность воздуха $1,29 \text{ кг/м}^3$, начальная температура воздуха $t_1 = 0^\circ \text{C}$; температура газов перед газовой турбиной $t_3 = 1030^\circ \text{C}$; температура уходящих газов за котлом-утилизатором $t_{yx} = 140^\circ \text{C}$, коэффициент избытка воздуха уходящих газов $\alpha_{yx} = 1,4$, КПД паросилового цикла $\eta_{пт} = 0,36$.

При степени повышения давления $\pi = 9$

Температура воздуха после сжатия в компрессоре

$$T_2 = T_1 \cdot \pi^\varepsilon = 273 \cdot 9^{0,286} = 512 \text{ К} = 238,8^\circ \text{C}.$$

Требуемый избыток воздуха, обеспечивающий допустимую температуру на входе в проточную часть газовой турбины:

$$\alpha_r = \frac{Q_H^p}{c_p V_r^0 \rho_B (t_3 - t_2)} = \frac{35600}{1,01 \cdot 9,44 \cdot 1,29 \cdot (1303 - 512)} = 3,66.$$

Доля теплоты топлива газотурбинной установки

$$\delta = \alpha_r / \alpha_{yx} = 3,66 / 1,4 = 2,61.$$

Коэффициент полезного действия идеального цикла ГТУ:

$$\eta_r = 1 - (1/\pi)^{\frac{k-1}{k}} = 1 - (1/9)^{0,286} = 0,47.$$

Степень бинарности цикла ПГУПГ

$$\beta = (1 - \eta_r) / (\alpha_r / \alpha_{yx} - \eta_r) = (1 - 0,47) / (3,66 / 1,4 - 0,47) = 0,25.$$

Потери теплоты с уходящими газами

$$l_{yx} = \alpha_{yx} c_r t_{yx} / (3,65 \cdot 10^3) = 1,4 \cdot 1,3 \cdot 140 / 3650 = 0,077.$$

Коэффициент термической эффективности ПГУ

$$\begin{aligned} \eta_{\text{ПГ}} &= \eta_r \alpha_{yx} / \alpha_r + (1 - \eta_r \alpha_{yx} / \alpha_r - l_{yx}) \cdot \eta_{\text{П}} = \\ &= 0,47 \cdot 1,4 / 3,66 + (1 - 0,47 \cdot 1,4 / 3,66 - 0,077) \cdot 0,36 = 0,45. \end{aligned}$$

При степени повышения давления $\pi = 14$

Температура воздуха после сжатия в компрессоре

$$T_2 = T_1 \cdot \pi^\varepsilon = 273 \cdot 14^{0,286} = 580 \text{ К} = 307,7^\circ \text{С}.$$

Требуемый избыток воздуха, обеспечивающий допустимую температуру на входе в проточную часть газовой турбины:

$$\alpha_r = \frac{Q_{\text{H}}^{\text{P}}}{c_p V^0 \rho_{\text{B}} (t_3 - t_2)} = \frac{35600}{1,01 \cdot 9,44 \cdot 1,29 \cdot (1303 - 580)} = 4.$$

Доля теплоты топлива газотурбинной установки

$$\delta = \alpha_r / \alpha_{yx} = 4 / 1,4 = 2,86.$$

Коэффициент полезного действия идеального цикла ГТУ:

$$\eta_r = 1 - (1 / \pi)^{\frac{k-1}{k}} = 1 - (1/14)^{0,286} = 0,53.$$

Степень бинарности цикла ПГУПГ

$$\beta = (1 - \eta_r) / (\alpha_r / \alpha_{yx} - \eta_r) = (1 - 0,53) / (4 / 1,4 - 0,47) = 0,2.$$

Потери теплоты с уходящими газами

$$l_{yx} = \alpha_{yx} c_r t_{yx} / (3,65 \cdot 10^3) = 1,4 \cdot 1,3 \cdot 140 / 3650 = 0,077.$$

Коэффициент термической эффективности ПГУПГ

$$\begin{aligned} \eta_{\text{ПГ}} &= \eta_r \alpha_{yx} / \alpha_r + (1 - \eta_r \alpha_{yx} / \alpha_r - l_{yx}) \eta_{\text{П}} = \\ &= 0,53 \cdot 1,4 / 4 + (1 - 0,53 \cdot 1,4 / 4 - 0,077) \cdot 0,36 = 0,45. \end{aligned}$$

Таким образом, с увеличением степени повышения давления термическая эффективность ПГУПГ не изменилась.

Задача 4.3

Для ПГУКУ рассчитать, как изменяется: коэффициент избытка воздуха в камере сгорания α_r , доля теплоты топлива газотурбинной установки δ , степень бинарности цикла β и КПД парогазового цикла $\eta_{пгг}$ при изменении степени повышения давления π от 9 до 14 при следующих условиях. В газовой турбине сжигают газ северных месторождений ($Q_H^p = 35600$ кДж/м³; $V^0 = 9,44$ м³/м³; $V_r^0 = 10,6$ м³/м³), массовая теплоемкость воздуха $c_{св} = 1,01$ кДж/(кг·К), плотность воздуха 1,29 кг/м³, температура уходящих газов за котлом-утилизатором $t_{yx} = 140$ °С, КПД паросилового цикла $\eta_{пт} = 0,36$.

При степени повышения давления $\pi = 9$

Температура воздуха после сжатия в компрессоре

$$T_2 = T_1 \cdot \pi^{\epsilon} = 273 \cdot 9^{0,286} = 512 \text{ К} = 238,8 \text{ °С}.$$

Требуемый избыток воздуха, обеспечивающий допустимую температуру на входе в проточную часть газовой турбины:

$$\alpha_r = \frac{Q_H^p}{c_p V^0 \rho_v (t_3 - t_2)} = \frac{35600}{1,01 \cdot 9,44 \cdot 1,29 \cdot (1303 - 512)} = 3,66.$$

Доля теплоты топлива газотурбинной установки

$$\delta = \alpha_r / \alpha_{yx} = 1.$$

Коэффициент полезного действия идеального цикла ГТУ:

$$\eta_r = 1 - (1/\pi)^{\frac{k-1}{k}} = 1 - (1/9)^{0,286} = 0,47.$$

Степень бинарности цикла ПГУКУ

$$\beta = 1.$$

Потери теплоты с уходящими газами

$$l_{yx} = \alpha_{yx} c_r t_{yx} / (3,65 \cdot 10^3) = 3,66 \cdot 1,3 \cdot 140 / 3650 = 0,182.$$

Коэффициент термической эффективности ПГУ

$$\eta_{птг} = \eta_r + (1 - \eta_r - l_{yx}) \eta_{пг} = 0,47 + (1 - 0,47 - 0,182) \cdot 0,36 = 0,6.$$

При степени повышения давления $\pi = 14$

Температура воздуха после сжатия в компрессоре

$$T_2 = T_1 \cdot \pi^\varepsilon = 273 \cdot 14^{0,286} = 580 \text{ К} = 307,7^\circ \text{С}.$$

Требуемый избыток воздуха, обеспечивающий допустимую температуру на входе в проточную часть газовой турбины:

$$\alpha_r = \frac{Q_H^p}{c_p V^0 \rho_v (t_3 - t_2)} = \frac{35600}{1,01 \cdot 9,44 \cdot 1,29 \cdot (1303 - 580)} = 4.$$

Доля теплоты топлива газотурбинной установки

$$\delta = \alpha_r / \alpha_{yx} = 1.$$

Коэффициент полезного действия идеального цикла ГТУ:

$$\eta_r = 1 - (1/\pi)^{\frac{k-1}{k}} = 1 - (1/14)^{0,286} = 0,53.$$

Степень бинарности цикла ПГУПГ

$$\beta = 1.$$

Потери теплоты с уходящими газами

$$l_{yx} = \alpha_{yx} c_{\Gamma} t_{yx} / (3,65 \cdot 10^3) = 4 \cdot 1,3 \cdot 140 / 3650 = 0,2.$$

Коэффициент термической эффективности ПГУПГ

$$\eta_{\text{пт}} = \eta_r + (1 - \eta_r - l_{yx}) \eta_{\text{п}} = 0,53 + (1 - 0,53 - 0,2) \cdot 0,36 = 0,63.$$

Таким образом, с увеличением степени повышения давления термическая эффективность ПГУКУ практически не изменилась.

Задача 4.4

Начальная температура воздуха $t_1 = 0^\circ \text{С}$, температура газов перед газовой турбиной $t_3 = 1000^\circ \text{С}$, степень повышения давления $\pi = 15$. Рассчитать на сколько процентов изменится работа газовой турбины при впрыске пара в количестве $d = 15\%$ от расхода газов. Определить достаточно ли теплоты отходящих газов за газовой турбиной для испарения и перегрева пара до температуры T_2 . В газовой турбине сжигают газ северных месторождений ($Q_H^p = 35600 \text{ кДж/м}^3$; $V^0 = 9,44 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $V_r^0 = 10,6 \text{ м}^3/\text{м}^3$), массовая теплоемкость воздуха $c_{\text{св}} = 1,12 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$,

плотность воздуха $1,29 \text{ кг/м}^3$; массовая теплоемкость водяных паров $c_n = 2,3 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Температура воздуха после сжатия в компрессоре

$$T_2 = T_1 \cdot \pi^\varepsilon = 273 \cdot 13,8^{0,286} = 578 \text{ К} = 305^\circ\text{С}.$$

Теплота, подведенная в камере сгорания:

$$\begin{aligned} q_1 &= c_p (T_3 - T_2) + d \cdot c_n (T_3 - T_2) = \\ &= 1,12 \cdot (1273 - 578) + 0,15 \cdot 2,3 \cdot (1273 - 578) = 1018 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Температура на выходе из турбины

$$T_4 = T_3 \cdot \pi^{-\varepsilon} = 1300 \cdot 15^{-0,286} = 599 \text{ К}.$$

Полезная работа в цикле ГТУ:

$$\begin{aligned} l &= c_p [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] + d c_n (T_3 - T_4) = \\ &= 1,12 \cdot [(1273 - 599) - (578 - 273)] + 0,15 \cdot 2,3 \cdot (1273 - 599) = 646 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

5. Анализ экономической эффективности энергосберегающих проектов

5.1. Понятие о бизнес-планировании

Бизнес-план — это тщательно разработанный и четко структурированный документ, описывающий цель фирмы (или этапа ее деятельности), пути достижения этой цели и состояние фирмы после достижения цели [24].

В бизнес-плане может рассматриваться развитие фирмы в целом в среднесрочной (3–5 лет) перспективе, такой документ называется бизнес-планом фирмы; может описываться процесс осуществления и оцениваться эффективность предпринимательского проекта — это бизнес-план (обоснование экономической целесообразности) инвестиционного проекта [25, 26].

Можно выделить следующие особенности процесса бизнес-планирования в энергетической отрасли:

- необходимость обеспечения высокой надежности;
- высокая капиталоемкость, длительные сроки окупаемости, невысокая эффективность проектов;
- специфика ценообразования — тарифы на тепловую энергию и частично цены на электрическую энергию подлежат государственному регулированию;
- порядок подготовки и согласования инвестиционных проектов устанавливается законодательно;
- существует механизм учета инвестиционной составляющей в тарифах на тепловую и электрическую энергию;
- необходимость дифференцированного учета инфляции по доходной и расходной части при проведении экономических расчетов в бизнес-плане;
- необходимость планирования денежных потоков с учетом реальной платежеспособности потребителей.

Различия типов бизнес-планов

Пункт различия	Бизнес-план фирмы	Бизнес-план проекта
1. Содержание документа	Описывает развитие компании в среднесрочной перспективе	Описывает осуществление и оценивает эффективность инвестиционного проекта
2. Масштаб процесса планирования	Дает прогноз деятельности фирмы в целом	Дает прогноз развития отдельного вида или этапа деятельности фирмы
3. Стратегическая ориентация	Описывает общую стратегию деятельности фирмы	Конкретизирует общую стратегию в виде разработки отдельного направления
4. Горизонт планирования	1–5 лет	Зависит от сроков эксплуатации и окупаемости проекта
5. Структура финансовых расчетов	Прогнозы прибылей и убытков, денежных потоков, баланса фирмы в целом	Прогнозы прибылей и убытков, денежных потоков, баланса проекта, расчет критериев эффективности проекта
6. Точность расчетов	Высокая	Зависит от точности исходной информации
7. Построение прогнозного баланса	На основе общего бухгалтерского баланса фирмы	Исходя из условной самостоятельности проекта
8. Показатели экономической эффективности	Финансовые коэффициенты, запас прочности	NPV, IRR, срок окупаемости, запас прочности

Пример: Формулирование бизнес-проекта как мероприятия для достижения стратегической цели компании

Процессы стратегического планирования и разработки необходимых для достижения стратегических целей конкретных бизнес-проектов в компании могут быть осуществлены с применением следующего алгоритма [26]:

1. SWOT-анализ.
2. Построение матрицы целевых областей.
3. Определение стратегических целей компании.
4. Конкретизация целей и задач на среднесрочную перспективу (определение перечня мероприятий, сроков и ответственных лиц).
5. Разработка конкретного бизнес-проекта под соответствующее мероприятие.

Рассмотрим подробнее отдельные этапы на конкретном примере.

Теплоэнергетическая компания (основной вид деятельности — производство тепловой энергии на собственных и арендованных котельных и продажа ее с коллекторов) рассматривает в качестве основной цели деятельности расширение рынка сбыта путем взятия в аренду тепловых сетей в зоне своего присутствия.

Результаты SWOT-анализа (то есть анализа сильных (*strengths*) и слабых сторон (*weaknesses*) компании, а также возможностей (*opportunities*) и угроз (*threats*), связанных с внешней средой) показали следующее:

1. Сильные стороны компании

1. Многолетний опыт реализации тепла.
2. Многолетний опыт защиты тарифов на тепловую энергию в региональном тарифном органе.
3. Опыт строительства и эксплуатации котельных.
4. Опыт составления и утверждения инвестиционных программ, инвестиционных составляющих в тарифах на тепловую энергию.
5. Хорошие связи со специалистами-энергетиками региона.
6. Хорошо поставленная претензионно-исковая работа, собственное юридическое подразделение.

2. Слабые стороны компании

1. Нет опыта эксплуатации тепловых сетей.
2. Нет возможности проводить энергетический аудит собственными силами.
3. Не удастся защитить все позиции в тарифах на тепловую энергию (например, фактические расходы на заработную плату основных производственных рабочих, затраты на ремонт оборудования).
4. Недостаток опытных кадров для контроля эксплуатации тепловых сетей.
5. Нет положительного опыта реконструкции котельных и сетей.

3. Ожидаемые слабые стороны компании

(связанные с приобретением будущих активов)

1. Высокая вероятность убыточности будущей деятельности из-за высоких издержек (вследствие перерасхода затрат на топливо, электроэнергию и воду).

2. Заниженные по сравнению с реальной себестоимостью существующие тарифы на тепловую энергию.
3. Высокие потери тепловой энергии в сетях вследствие недостаточно хорошей изоляции трубопроводов, что приводит к снижению полезного отпуска тепловой энергии по сравнению с выработкой.
4. Высокая вероятность ненадежного теплоснабжения потребителей в начальный период из-за необходимости больших единовременных вложений (устаревшее оборудование) и нехватки времени на наладку и ремонт оборудования.
5. Медленное оформление права собственности со стороны муниципалитета — собственника тепловых сетей, что приводит к невозможности оформления арендных отношений и учета в тарифах арендной платы в полном объеме.
6. Неполная оплата потребленной тепловой энергии со стороны потребителей тепла, наличие посредников в лице управляющих жилищным фондом компаний, которые зачастую не полностью рассчитываются за энергоресурсы.
7. Низкое качество теплоснабжения, недостаточная степень регулирования режимов работы сетей (что приводит к увеличению или уменьшению температуры в помещении по сравнению с нормативной).

4. Возможности для компании (связанные с внешней средой)

1. Поддержка правительства региона.
2. Возможность привлечения внешнего финансирования.
3. Возможность переговоров с тарифным органом и выяснения позиций.
4. Возможность защиты программ (инвестиционных, энергосбережения) и учета их при утверждении тарифов.
5. Возможность со временем использования новых методик (двухставочных тарифов на тепло, долгосрочных тарифов на основе нормы прибыли на инвестированный капитал).

5. Угрозы для компании (связанные с внешней средой)

1. Сложность с пересмотром нормативов потребления тепловой энергии в ряде муниципальных образований, т. к. этот пересмотр возможен только при соблюдении условия сохранения доступности услуги теплоснабжения.

2. Постоянное изменение законодательства в сфере теплоснабжения.
3. Необходимость значительных инвестиций и, возможно, потеря финансовой устойчивости.
4. Угроза неплатежей потребителей, что может привести к проблеме возврата привлеченных финансовых ресурсов.
5. Ограничение роста тарифов предельными индексами.
6. Опасность заключения договоров на энергетический аудит, ремонтные работы с недостаточно квалифицированными специализированными организациями.

Построение матрицы целевых областей заключается в следующем. Для каждой слабой стороны компании с использованием сильных сторон компании и выявленных возможностей путем мозгового штурма выбирается направление (целевая область), следуя которому, можно устранить эту слабость, а попутно избежать внешних угроз. Результат формируется в виде матрицы, где в строках — направления развития компании (целевые области), а в столбцах — элементы SWOT-анализа (сильные, слабые стороны, возможности и угрозы).

Фрагмент матрицы целевых областей представлен на рис. 5.1.

После формирования целевых областей схожие целевые области объединяются в стратегические цели компании.

Стратегические цели компании должны подчиняться принципам SMART, а именно: быть конкретными (*specific*), измеримыми (*measurable*), достижимыми (*achievable*), ориентированными на результат (*result — oriented*), иметь конкретный срок (*timed*).

Целевая область	1. Исполнители сильные стороны		2.1. Устранить слабые стороны компании		2.2. Ожидаемые слабые стороны, связанные с будущими активностями	3. Исползовать возможности (во внешней среде)			4. Избежать угроз (со стороны внешней среды)			Цель	
	Опыт составления и утверждения инв. программ, надбавок	Опыт реализации тепла	Нет опыта эксплуатации тепловых сетей	Нет возможности проводить энергоаудит собственными силами	Убыточность деятельности из-за высоких издержек (переплата топлива, э/э и воды)	Высокая вероятность ненадежного теплоснабжения потребителей в аналогичный период	Поддержка Правительства СО	Возможность привлечения внешнего финансирования	Возможность защиты программ и учета их при утверждении тарифов	Сложность пересмотра нормативов потребления	Постоянное изменение законодательства в теплоснабжении		Опасность заключения договоров с неадекватно квалифицированными спец. органами по поводу энергоаудитов, ремонтов и пр.
1. Решение вопроса с кадрами – подбор опытного персонала в головном офисе и в филиалах													создание эффективной системы подбора кадров и стимулирования персонала
2. Ввести вид деятельности – энергоаудит, либо заключить договор с спец. фирмой (тендер, проверка сертификатов, учет рекомендаций Минэнерго и ЖКХ СО)													повышение эффективности производства снижение затрат на топливо, электроэнергию, воду

Рис. 5.1. Фрагмент матрицы целевых областей

Далее в рассматриваемом примере в качестве одной из стратегических целей компании была установлена цель: обеспечение 100 % надежности теплоснабжения потребителей в течение двух лет. В рамках конкретизации этой стратегической цели руководство компании разработало и утвердило следующий план действий:

Мероприятия	Промежуточные этапы	Срок выполнения	Ответственный
1. Создание эффективной системы организации ремонтов, обеспечение включения данных затрат в тарифы	1. Проведение тендеров для выбора специализированной организации (с учетом имеющихся лицензий, сертификатов, рекомендаций Правительства Региона) по выполнению ремонтных работ, заключение договоров	В течение 2 месяцев	Отдел организации ремонтов
	2. Проработка вопроса о создании собственного ремонтного подразделения, оценка эффективности данного проекта, в том числе с точки зрения включения затрат в тарифы	В течение 6 месяцев	Плановый отдел (совместно с отделом организации ремонтов, отделом разработки программ)
	3. Разработка и согласование в установленном порядке программы ремонтных работ для защиты тарифов по конкретному объекту	В течение 2 месяцев после передачи объекта в компанию, но не позднее срока, установленного тарифным органом для защиты тарифов	Специализированная организация по ремонтам совместно с отделом организации ремонтов
	4. Проведение необходимых ремонтных работ	В течение летнего периода очередного года	Отдел организации ремонтов совместно со специализированной организацией по ремонтам

Мероприятия	Промежуточные этапы	Срок выполнения	Ответственный
2. Реализация программ реконструкции конкретных объектов (котельных и тепловых сетей)	1. Разработка программы реконструкции конкретного объекта	В течение 2 месяцев после передачи объекта в компанию	Отдел разработки программ совместно со специализированной организацией по ремонтам
	2. Утверждение программы реконструкции объекта в Правительстве региона	В течение 3 месяцев после передачи объекта в компанию	Отдел разработки программ совместно со специализированной организацией по ремонтам
	3. Утверждение соответствующей тарифной составляющей (прибыли) в тарифном органе	В сроки, установленные РЭК	Плановый отдел
	4. Реализация программы реконструкции объекта	В течение летнего периода очередного года	Отдел капитального строительства совместно со специализированной организацией по ремонтам

Указанный выше план действий показал необходимость разработки конкретных бизнес-планов реализации инвестиционных проектов. В соответствии с планом действий в дальнейшем компанией были разработаны, проанализированы и по итогам анализа определены к реализации следующие бизнес-планы:

1. Проект создания собственного ремонтного подразделения (разновидность проектов: покупать или производить).
2. Проект реконструкции объекта.
3. Проект модернизации объекта.
4. Проект строительства объекта.

5.2. Основные цели составления и содержание бизнес-плана

Цели составления бизнес-плана компании можно разделить на внешние (для внешних пользователей) и внутренние (для менеджмента и сотрудников самой компании) [25].

Внешние цели:

- привлечение инвестиций (подготовка эмиссии акций, облигаций, кредитование, увеличение уставного капитала, привлечение бюджетного финансирования);
- привлечение новых клиентов и партнеров;
- обоснование для холдинга целесообразности создания новой дочерней компании;
- обоснование необходимости слияний, преобразования, ликвидации компаний.

Внутренние цели:

- разработка стратегических направлений развития компании;
- конкретизация перспектив бизнеса, оценка жизнеспособности;
- выработка корпоративной культуры;
- повышение управляемости компании;
- внедрение и налаживание процесса бюджетирования;
- обоснование направлений внутрикорпоративного финансирования.

Цели составления бизнес-плана инвестиционного проекта также можно разделить на внешние и внутренние, но набор конкретных целей несколько отличается от целей составления бизнес-плана компании.

Внешние цели:

- привлечение кредитных ресурсов для финансирования проекта;
- привлечение партнеров для совместной реализации проекта;
- подготовка документов для участия в конкурсах по привлечению бюджетных инвестиционных ресурсов;
- обоснование выделения инвестиционных ресурсов в рамках внутрифирменного финансирования.

Внутренние цели:

- анализ долгосрочной жизнеспособности проекта с учетом рыночной ситуации, рисков;
- анализ возможных вариантов реализации проекта по техническим и экономическим критериям;
- анализ и выбор источников финансирования проекта;
- оценка возможности возврата инвестиций.

Структура бизнес-плана фирмы и бизнес-плана инвестиционного проекта очень похожа. Как правило, в бизнес-плане фирмы присутствуют следующие разделы [26]:

- Резюме.
- Сведения о компании.
- Цели и задачи компании.
- Описание продукции (услуг).
- Анализ рынка и концепция маркетинга.
- План производства.
- Организационный план.
- Финансовый план.
- Оценка риска.
- Приложения.

Приведем для сравнения основные разделы бизнес-плана проекта:

- Резюме проекта.
- Сущность проекта.
- Анализ рынка и концепция маркетинга.
- План производства.
- Сведения о предприятии и отрасли.
- Организационный план.
- Финансовый план.
- Оценка риска.
- Приложения.

Познакомимся подробнее с содержанием основных разделов бизнес-плана инвестиционного проекта.

Резюме проекта — это краткий обзор всех основных вопросов содержания каждой главы). Резюме содержит в себе следующие сведения:

- суть проекта;
- эффективность проекта (основные рассчитанные критерии);
- сведения о фирме;
- команда управления проектом;
- план действий;
- финансирование;
- срок, порядок и гарантии возврата инвестиций.

Сведения о предприятии и отрасли

Цель данного раздела — представить будущему инвестору в максимально компактной форме всю информацию о будущем заемщике, обосновать его долгосрочную платежеспособность, дать полную кар-

тину системы принятия решений на предприятии, рыночной позиции предприятия в целом, независимо от проекта.

В этом разделе приводятся следующие данные:

- общие сведения о предприятии:
 - юридический и фактический адрес, телефон, телефакс, телекс;
 - форма собственности, организационно-правовая форма, дата регистрации, регистрационный номер, статистические коды;
 - налоговые и банковские реквизиты: наименования и адреса обслуживающих финансовых организаций, платежные реквизиты, ИНН;
- финансово-экономические показатели деятельности предприятия:
 - краткий анализ баланса за 3 года: расчет и анализ показателей рентабельности, деловой активности, финансовой устойчивости, платежеспособности;
 - структура платежей за продукцию (доля оплаты «живыми» деньгами);
 - для акционерных обществ — анализ рыночной активности;
- сведения о высшем менеджменте предприятия, краткая характеристика:
 - возраст, образование, опыт,
 - характеристика системы принятия финансовых решений (кто обладает правом подписи финансовых документов);
- структура управления и кадровый состав:
 - характеристика организационной структуры;
 - численность и квалификация персонала;
- характеристика основных видов деятельности:
 - краткая характеристика основных видов продукции предприятия,
 - достижения (доля рынка по каждому виду продукции, динамика потребительского спроса, имеющиеся лицензии);
 - перспективы предприятия (прогноз выпуска новых видов продукции, прогноз потребительского спроса, прогноз продаж, какие потребуются лицензии);
- отрасль экономики и ее перспективы:
 - аналоги продукции, выпускаемой предприятием;
 - доля предприятия по производству продукции в России;
 - имеющиеся и потенциальные конкуренты;
 - лидеры отрасли;

- оценка будущего развития отрасли с указанием программ развития;
- партнерские связи:
 - взаимодействие с финансовыми организациями, рыночными контрагентами (поставщиками, оптовой и розничной торговой сетью);
 - взаимодействие с административными органами.

Сущность проекта

Цель данного раздела — описать цели, преимущества и необходимость реализации представляемого проекта, дать инвестору компактное и по возможности полное представление об особенностях предлагаемых технических решений, обосновать выбор определенного варианта из нескольких.

В этом разделе приводятся следующие данные:

- описание существующей ситуации:
 - описание существующего производственного процесса (технология, объем производства, загрузка производственных мощностей);
 - калькуляция себестоимости продукции по отдельным видам;
 - общая смета затрат на производство за последний отчетный год с разбивкой по кварталам;
- описание проекта:
 - название проекта;
 - краткая характеристика появляющихся в результате проекта преимуществ;
- цели проекта:
 - коммерческие (увеличение выручки, снижение издержек, увеличение доли оплаты «живыми» деньгами, повышение качества продукции — следствием может быть увеличение объема продаж);
 - народнохозяйственные (экономия бюджетных средств или прирост поступлений в бюджет в результате реализации проекта);
 - некоммерческие (политические, социально-демографические, экологические и др.);
- история проекта:
 - лица, заинтересованные в реализации проекта (инициаторы проекта);

- стоимость уже проведенных исследований и работ;
- краткое описание рассмотренных технических вариантов решения проблемы, их новизна, сравнительная характеристика, преимущества и недостатки;
- характеристика вариантов решения (не более трех), принятых для дальнейшей проработки;
- сведения о патентах и авторских правах;
- сведения о имеющихся лицензиях;
- стоимость уже имеющихся строительных конструкций и оборудования, которые, как предполагается, будут в дальнейшем использоваться в проекте;
- описание продукции (услуг), являющейся результатом реализации проекта:
 - наименование, назначение и область применения;
 - перспективы выпуска (производства и продажи с учетом потерь и утечек, сезонности);
 - возможность экспорта или импортозамещения;
 - краткое описание и основные характеристики;
 - конкурентоспособность (на основе приближенной оценки себестоимости производства продукции, прогноза средних цен на продукцию, сравнения с фирмами-конкурентами), возможности повышения конкурентоспособности;
 - сведения о патентах и авторских правах;
 - наличие или необходимость лицензирования выпуска продукции, стоимость лицензий, которые необходимо получить; органы, выдающие лицензию;
 - безопасность и экологичность (наличие гигиенических и прочих сертификатов, заключения экологической экспертизы, соответствие требованиям СЭС, подлежит ли оборудование Федеральному горному и промышленному надзору (органам Госгортехнадзора), предусмотрено ли обучение персонала технике безопасности и т. п.);
 - особенности эксплуатации (если продукция — оборудование), утилизация после окончания эксплуатации;
 - условия поставки, упаковка, гарантии, сервисное обслуживание;
 - особенности налогообложения при производстве продукции и наличие льгот.

Анализ рынка и концепция маркетинга

Цель данного раздела — обосновать долгосрочную платежеспособность предприятия — инициатора проекта на основе имеющейся устойчивой рыночной позиции и/или доказательства эффективности разработанной им рыночной стратегии.

В том случае, если проект ориентирован исключительно на снижение внутренних издержек, а не на продажу продукции, анализ рынка должен быть посвящен изучению платежеспособного спроса на основные виды продукции, производимой предприятием, для обоснования платежеспособности и кредитоспособности предприятия, так как расчетная «экономия» может превратиться в «живые» деньги только при реализации запланированного количества продукции. Если же результатом проекта является продукция, которая должна быть реализована внешним потребителям, то, кроме анализа основных рынков, необходим анализ нового рынка или анализ возможности уже существующего рынка потребить дополнительный объем продукции.

В данном разделе освещаются следующие вопросы.

- Анализ рынка:
 - *характеристика существующей продукции* (динамика выпуска и продаж основных видов продукции в натуральных и стоимостных единицах измерения за 3–5 лет; качество продукции по сравнению с импортными аналогами, продукцией конкурентов и товарами-заменителями, количество и выручка от продажи продукции на экспорт (в валюте));
 - *характеристика применяющихся на предприятии методов ценообразования*, имеется ли дифференциация цен по группам потребителей, системы скидок;
 - *основные группы потребителей* по каждому виду продукции, динамика спроса по группам потребителей за 3–5 лет;
 - *общая величина рынка и рыночная доля предприятия* по каждому виду продукции;
 - *характеристика применяемых на предприятии методов исследования рынка*;
 - *основные конкуренты* — существующие и потенциальные, их методы ценообразования, их рыночные доли, какие рыночные ниши они занимают, есть ли среди них монополисты по отдельным сегментам рынка, их конкурентные преимущества (по цене и ценовой политике, по качеству, по системе гаран-

- тий, по сервисным услугам и послепродажному обслуживанию); их каналы распределения (оптовая и розничная торговля), их система продвижения (рекламы);
- *применяющаяся система каналов распределения продукции*: доля прямых поставок (договоров с конечными потребителями), доля посредников, оптовых потребителей-перепродавцов, методы работы предприятия с ними, влияние наценки посредников на конечный спрос по отдельным видам продукции;
 - *применяющаяся система продвижения*: виды, затраты и эффективность рекламы, персональных продаж; имеет ли предприятие свой имидж, зарегистрированную торговую марку;
 - *динамика платежей за проданную продукцию*: доля неплатежей, доля взаимозачетов и бартера, динамика средней величины дисконта по неденежным формам расчетов, доля платежей «живыми» деньгами (отдельно — в рублях и валюте), сегментация потребителей по платежеспособности, описание методов работы с неплатежеспособными потребителями;
 - *анализ рынка поставщиков оборудования, сырья и материалов*, необходимых для реализации проекта, по критериям: ценовая политика, качество, объемы, сроки поставок, формы расчетов, надежность поставок, гарантии и сервис.
- Концепция маркетинга:
 - *анализ и выбор стратегий ценообразования*;
 - *выбор способов продвижения продукции*, расчет затрат на продвижение (реклама, создание имиджа фирмы, персональные продажи), описание возможных сервисных услуг для потребителей;
 - *программа работы по снижению ценовой надбавки по каналам распространения* (отказ от услуг ряда оптовых потребителей-перепродавцов, заключение прямых договоров с потребителями, создание собственной сети распространения товаров);
 - *ожидаемая конкуренция*, методы борьбы с конкурентами, возможность и затраты на использование неценовой конкуренции (при проведении соответствующей рекламной кампании), анализ возможности появления новых конкурентов;
 - *характеристика будущих рынков сбыта*, гарантии сбыта, программа продаж;
 - *программа работы с потребителями*: необходимо дать описание планируемого механизма расчетов, привести проект ти-

- пового договора с потребителями, в котором предусмотрены: срок платежей за продукцию, система пеней (штрафов), система скидок за предоплату, возможные формы расчетов;
- *предполагаемые годовые поступления от продаж* основных и побочных продуктов, программа диверсификации (ввода новой продукции), программа освоения новых рынков;
 - *предполагаемые годовые затраты на программу маркетинга*;
 - *расчет налоговых платежей, зависящих от объема продаж*.

План производства

Цель данного раздела — дать технико-экономическое обоснование возможности реализации проекта, описать технические решения как на стадии освоения (проектирования, согласования, строительно-монтажных и пусконаладочных работ), так и на стадиях эксплуатации (получения доходов от инвестиций в проект), и ликвидации проекта (демонтажа, консервации оборудования).

Приводятся следующие данные:

- **стадия освоения:**
 - *месторасположение и земля* (обеспеченность земельными участками, площадями, оценка стоимости земли (величина платы за землю), необходимость и стоимость нового землеотвода при осуществлении проекта, оценка воздействия проекта на окружающую среду, характеристика месторасположения: транспортные сети, инженерные сети, близость необходимых ресурсов и потребителей продукции);
 - *транспорт и связь, энергетическое и инженерное обеспечение* во время строительства и эксплуатации (определение потребности в средствах связи — телефон, радиотелефон, пейджер; в энергетическом обеспечении — электроэнергия, газ, горячая и холодная вода, пар, отопление, сжатый воздух; в инфраструктуре — канализация, очистные сооружения, ремонт и обслуживание оборудования, дороги, подъездные пути), расчет затрат;
 - *примерная схема работ по строительству*, расположение зданий, анализ и выбор строительной субподрядной организации (привести проект договора с субподрядчиком, дать описание основных строительных материалов), оценка затрат;
 - *производственные мощности, площади и помещения* (необходимо определить:

- 1) потребность в конкретных типах помещений: производственных, складских, технологических для вспомогательного оборудования, офисных, гаражах, вспомогательных для персонала;
 - 2) источник приобретения помещений: имеющиеся собственные или арендуемые с указанием срока аренды, реконструкция имеющихся и ее стоимость, строительство новых и стоимость, приобретение готовых, аренда, поиск партнеров с необходимыми помещениями);
- *состав необходимого оборудования* (основного, вспомогательного, инструментов): тип, марка оборудования, его основные характеристики (паспортные данные), необходимые площади для установки, основные пути получения (собственное производство, аренда, покупка, лизинг, в виде взноса инвестора в уставный капитал); анализ и выбор поставщиков по каждому виду оборудования, условия поставок (аренда, покупка), формы расчетов, гарантии поставщиков; примерная планировочная схема предполагаемого оборудования;
 - *график реализации проекта на стадии освоения* (продолжительность предынвестиционной и инвестиционной фаз, распределение затрат во времени, предполагаемые источники финансирования (можно по вариантам), лица, ответственные за соблюдение сроков этапов освоения и обеспечивающие своевременное финансирование — по каждому этапу);
 - *смета капитальных затрат по проекту* (с учетом непредвиденных расходов и источников финансирования);
- *стадия эксплуатации:*
 - *технологический цикл производства и реализации продукции*, производственная программа (основные продукты, побочные продукты, отходы и годовые затраты на их удаление);
 - *материальные ресурсы*: сырье, материалы, покупные полуфабрикаты, комплектующие изделия, топливо и энергия (приблизительная потребность, выбор поставщиков, условия поставок, стоимость); при анализе и выборе поставщиков необходимо руководствоваться критериями: экономичность (определяемая отпускной ценой и транспортными расходами), надежность (постоянное наличие у поставщика), комплектность, условия оплаты (наличные, предоплата, продажи в кредит и т. д.);

- *кадровое обеспечение* (основные и вспомогательные производственные рабочие, требования к образованию и квалификации, необходимое количество и годовые затраты на заработную плату, включая отчисления на социальные нужды, схема формирования заработной платы, материальное стимулирование);
- *экологичность и безопасность производства* (имеющиеся вредные факторы производства и меры защиты, образующиеся в результате эксплуатации отходы и их утилизация, выбросы в атмосферу, загрязнения почвы, воды, меры по их уменьшению), оценка затрат на природоохранные мероприятия и охрану труда;
- *калькуляция себестоимости* (прямые и косвенные затраты) производимого продукта, расчет должен быть произведен как за период (квартал, год), так и за единицу продукции.

Организационный план

Цель данного раздела — дать организационно-правовое обоснование возможности реализации проекта, описать имеющуюся и необходимую документацию, административную и законодательную поддержку проекта, организационную структуру проекта.

Приводятся следующие сведения:

- В случае создания нового юридического лица для реализации проекта:
 - организационно-правовая форма нового предприятия, реализующего проект; условия создания, основные учредители (пайщики), их доли и обязательства;
 - руководящий состав предприятия;
 - кто обладает правом подписи финансовых документов;
 - организационная структура предприятия, распределение обязанностей между членами руководящего состава, количество и структура основного, административного, вспомогательного и непромышленного персонала;
 - предполагаемые накладные расходы (общецеховые, общезаводские (административные), коммерческие) при эксплуатации проекта, их прогнозная общая величина за год (с разбивкой по месяцам и статьям расходов), порядок определения, схема отнесения на себестоимость продукции;

- отношения предприятия с местной администрацией;
- команда управления проектом (на каждой стадии проекта: освоение, эксплуатация, ликвидация), ведущие специалисты, их краткая характеристика;
- правовое обеспечение проекта, поддержка и льготы (устав предприятия, учредительный договор, учредительные документы участников проекта; копии или проекты договоров; патенты, лицензии на проведение работ, сертификаты качества продукции, сертификаты уровня производства; законодательные акты и другие решения органов власти на федеральном и местном уровне, оказывающие поддержку проекта и регламентирующие его развитие; решения региональной энергетической комиссии, утвержденные методики расчета тарифов на энергию; особенности налогообложения; федеральные или региональные программы, в соответствии с которыми реализуется проект; правительственные и банковские гарантии);
- партнеры по реализации проекта (консалтинговые экономические и юридические фирмы, проектные организации, строительно-монтажные организации, поставщики оборудования и сырья, маркетинговые и рекламные агентства, сбытовая сеть, финансовые организации).
- При реализации проекта в рамках существующего предприятия — инициатора проекта:
 - изменения в организационной структуре предприятия при реализации проекта (выделение нового подразделения, создание инициативной группы и т. п.);
 - дополнительные накладные расходы (их увеличение или уменьшение), связанные с проектом, их прогнозная общая величина за год (с разбивкой по месяцам и статьям расходов), порядок определения, схема отнесения на себестоимость продукции;
 - остальные подпункты (отношения предприятия с местной администрацией, команда управления проектом, правовое обеспечение проекта, поддержка и льготы, партнеры по реализации проекта, см. выше) — такие же, что и при создании нового юридического лица.

Финансовый план

Цель данного раздела — дать финансовое обоснование возможности реализации проекта, описать имеющиеся и необходимые объемы источников финансирования, структуру и стоимость инвестируемого в проект капитала, срок и порядок возврата средств за счет генерации денежных потоков при эксплуатации проекта.

Приводятся следующие данные [27]:

- нормативы и исходные данные для финансовых расчетов (начальный баланс предприятия, на котором реализуется проект или начальный баланс проекта; прогнозы инфляции по следующим основным отдельным составляющим: цена продукции, прямые издержки (стоимость топлива), заработная плата, общие издержки, недвижимость, энергоносители; прогноз курса валюты; прогноз изменения стоимости краткосрочных заимствований; планируемая процентная ставка по долгосрочному кредиту, доля заемных средств);
- расчет необходимых инвестиций в период освоения;
- план доходов и расходов с учетом налогообложения и распределения прибыли;
- план денежных поступлений и выплат с расчетом НДС (при необходимости), суммарного денежного потока, плана привлечения и возврата кредитных ресурсов;
- балансовый план и анализ баланса;
- экономическая оценка.

Эффективность проекта оценивается с помощью следующих критериев:

- дисконтный срок окупаемости проекта ($PBP = \text{Pay Back Period}$);
- чистая дисконтированная стоимость проекта ($NPV = \text{Net Present Value}$);
- внутренняя норма прибыли ($IRR = \text{Internal Rate of Return}$).

Для оценки величины критического объема производства (при котором прибыль равна нулю) можно также построить график безубыточности, основывающийся на плане доходов и расходов для ситуации «с проектом».

Оценка риска

Цель данного раздела — дать обоснованное заключение о возможности реализации проекта при неблагоприятных изменяющихся внешних

условиях, выявить факторы, влияющие на успех реализации проекта, оценить степень защищенности проекта от влияния неблагоприятных обстоятельств.

Приводятся следующие данные:

- обоснование ставки дисконтирования с учетом риска;
- перечень возможных факторов риска (политические, рыночные, технологические) и соответствующий перечень мероприятий для защиты от каждого конкретного риска, присущего данному проекту;
- величина «запаса прочности», определяемая на основе графика безубыточности;
- анализ чувствительности проекта к изменению внешних условий (инфляции, процента за кредит, схемы налогообложения);
- анализ возможностей получения гарантий (от администраций области, города или банка).

Приложения

- документы, подтверждающие обоснованность и правильность расчетов;
- копии учредительных документов;
- копии контрактов;
- результаты исследований рынка.

5.3. Пример финансового плана

В качестве примера финансового плана как составной части бизнес-плана рассмотрим финансовый план проекта строительства котельной. Для упрощения рассмотрим первый год эксплуатации построенной котельной.

1. Исходная информация представлена в таблице.

Показатель	Ед. измерения	Величина
1. Капиталовложения с НДС	тыс. руб.	45 000
2. Мощность	Гкал/ч	10
3. Число часов использования установленной мощности	ч/год	2 500
4. КПД котельной	%	90

Показатель	Ед. измерения	Величина
5. Теплота сгорания топлива (газ)	ккал/м ³	8 000
6. Тариф на тепло с инвестиционной составляющей без НДС	руб./Гкал	2 000
7. Цена газа без НДС	руб./тыс. м ³	4 250
8. Удельный расход электроэнергии	кВт·ч/Гкал	25
9. Удельный расход воды	т/Гкал	1
10. Цена электроэнергии без НДС	руб./кВт·ч	5
11. Цена воды без НДС	руб./т	30
12. Количество прямого производственного персонала	чел.	12
13. Среднемесячная зарплата	руб./чел./мес.	40
14. Отчисления на социальные нужды	%	30
15. Ставка налога на имущество	% годовых	2,2
16. Ставка налога на прибыль	%	20
17. Норма амортизации	%	14
18. Ставка НДС	%	18
19. Процентная ставка по кредиту	% годовых	15
20. Доля общехозяйственных расходов к прямым расходам	%	15
21. Доля общехозяйственных расходов, облагаемая НДС	%	50
22. Доля заемных средств в источниках финансирования	%	50

2. План доходов и расходов, тыс. руб., без НДС.

№	Показатель	1 квар- тал	2 квар- тал	3 квар- тал	4 квар- тал	Итого
1	Процент отпуска тепла	40 %	15 %	10 %	35 %	100 %
2	Выручка	20000	7500	5000	17500	50000
3	Затраты на газ, электро- энергию, воду	7453	2795	1863	6521	18632
4	Фонд оплаты труда и отчис- ления	1872	1872	1872	1872	7488
5	Амортизация	1335	1335	1335	1335	5339
6	Общехозяйственные рас- ходы	1180	1180	1180	1180	4719
7	Налог на имущество	206	199	191	184	780
8	Проценты по кредиту	844	731	641	636	2852
9	Налогооблагаемая прибыль	7111	-611	-2082	5773	10190
10	Налог на прибыль	1422	0	0	616	2038
11	Чистая прибыль	5687	-611	-2082	5157	8152

3. План денежных поступлений и выплат, тыс. руб. с НДС.

Показатель %	1 квартал				2 квартал				3 квартал				4 квартал				Итого
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12					
1. Поступления от продаж с НДС	0	7867	7867	7867	2950	2950	2950	1967	1967	1967	6833	6833	6833	6833	6833	6833	52117
2. Затраты на газ, электроэнергию и воду с НДС	0	2931	2931	2931	1099	1099	1099	733	733	733	2565	2565	2565	2565	2565	2565	19421
3. ФОТ и отчисления	624	624	624	624	624	624	624	624	624	624	624	624	624	624	624	624	7488
4. Цеховые и общехозяйственные расходы с НДС	429	429	429	429	429	429	429	429	429	429	429	429	429	429	429	429	5144
5. Налог на имущество	0	0	206	0	0	199	0	0	191	0	0	184	0	0	0	184	780
7. НДС в бюджет	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
8. Налог на прибыль	474	474	474	0	0	0	0	0	0	205	205	205	205	205	205	205	2038
9. Проценты по кредиту	0	0	844	0	0	731	0	0	641	0	0	636	0	0	0	636	2852
10. ИТОГО денежный поток с учетом процентов по кредиту	-1527	3409	2359	3883	798	-132	798	181	-651	-24	3060	2241	3060	2241	3060	2241	14394
11. ИТОГО денежный поток без учета процентов по кредиту (для дисконтирования)	-1527	3409	3202	3883	798	599	798	181	-10	-24	3060	2876	3060	2876	3060	2876	17246
12. Поступление средств учредителей для покрытия кассовых разрывов	1800	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13. Возврат средств учредителей (на кассовые разрывы)	0	1800	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14. Возврат кредита	0	0	0	3000	0	0	2400	0	0	150	0	2900	0	0	0	2900	8450

Показатель %	1 квартал			2 квартал			3 квартал			4 квартал			Итого
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
15. Остаток кредита	22500	22500	22500	19500	19500	19500	17100	17100	17100	16950	16950	14050	14050
16. Денежные средства на начало	0	273	1882	4241	5123	5921	5789	4187	4369	3717	3543	6604	0
17. Денежные средства на конец	273	1882	4241	5123	5921	5789	4187	4369	3717	3543	6604	5944	5944
Справочно: остаточная стоимость	37691	37246	36801	36356	35911	35466	35021	34576	34131	33686	33242	32797	0
Справочно: амортизация	445	445	445	445	445	445	445	445	445	445	445	445	0
Справочно: среднегодовая стоимость	0	0	37468	0	0	36133	0	0	34799	0	0	0	0

4. Расчет уплаты НДС в бюджет, тыс. руб.

Показатель/месяц	Осво- ение	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
НДС с выручкой	0	0	1200	1200	1200	450	450	450	300	300	300	1050	1050
НДС с прямыми расходами	0	0	447	447	447	168	168	168	112	112	112	391	391
НДС с цеховыми и общехозяйственными расходами	0	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
НДС с инвестициями	6864												
Сальдо НДС	-6864	-35	717	717	717	247	247	247	153	153	153	623	623
НДС в бюджет	—	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Накопленный НДС	-6864	-6900	-6182	-5465	-4747	-4501	-4254	-4007	-3854	-3701	-3548	-2925	-2302

5. Прогноз баланса, тыс. руб.

Актив	Начало года	Конец года
1. Основные средства	38136	32797
2. Дебиторская задолженность	0	5833
3. НДС	6864	2302
4. Денежные средства	0	5944
ИТОГО актив	45000	46876

Пассив	Начало года	Конец года
1. Уставный капитал	22500	22500
2. Нераспределенная прибыль	0	8152
3. Заемные средства	22500	14050
4. Кредиторская задолженность	0	2174
ИТОГО пассив	45000	46876

6. График безубыточности и запас прочности.

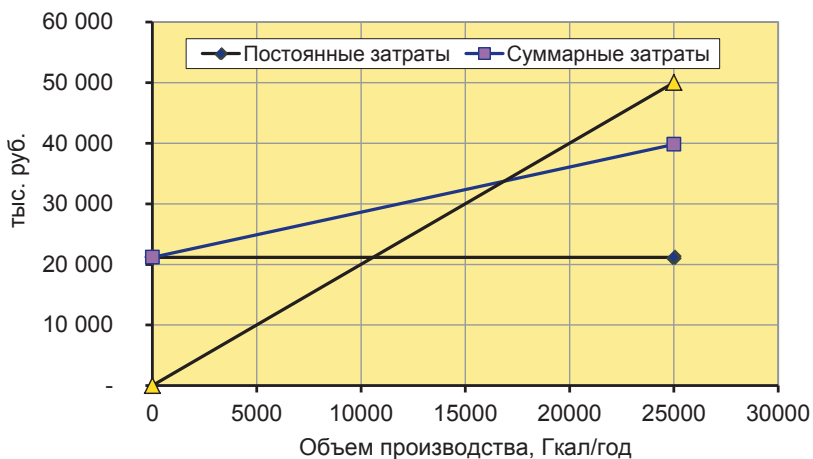


Рис. 5.2. График безубыточности

Величина запаса прочности — 32,49 %.

На основе графика безубыточности рассчитывается критический объем производства, т. е. объем, ниже которого компания (или проект) начинает работать с убытком.

Величина критического объема определяется по выражению:

$$Q_{\text{крит}} = \frac{\text{Пост. затраты}}{(\text{Цена} - \text{уд. перем. затраты})}.$$

На основе критического объема рассчитывается величина запаса прочности как процентное отношение разницы между реальным и критическим объемом к реальному объему производства:

$$\text{Запас} = \frac{(Q - Q_{\text{крит}})}{Q} \cdot 100 \, \%.$$

Расчет критериев эффективности инвестиций как необходимая составляющая финансового бизнес-плана инвестиционного проекта будет рассмотрен в следующих разделах.

5.4. Инфляция и стоимость капитала (реальная процентная ставка)

Начнем рассмотрение российских особенностей анализа инвестиционных проектов с определения инфляции:

Инфляция — это процесс повышения общего уровня цен в экономике, сопровождающийся обесценением национальной валюты [28].

Известно два основных типа инфляции:

1) инфляция спроса, образно выражающаяся фразой: «слишком большое количество денег охотится за слишком малым количеством товара»;

2) инфляция издержек, проявляющаяся в том, что в результате резкого роста издержек производитель вынужден увеличивать цены на свою продукцию, часто опережающими темпами.

Для нашей страны характерной является еще одна причина роста цен: инфляционные ожидания, заставляющие торговлю увеличивать коммерческую маржу в ожидании дальнейшего увеличения цен.

Общепринятыми показателями измерения инфляции служат:

Индекс потребительских цен (ИПЦ):

$$\text{ИПЦ} = \frac{Ц_1}{Ц_{\text{баз}}}, \quad (5.1)$$

где $Ц_1$ и $Ц_{\text{баз}}$ — стоимость потребительской корзины в данный момент времени T_1 и в базовый момент времени $T_{\text{баз}}$ соответственно.

Коэффициент инфляции (i) в долях от единицы или процентах за период времени ($T_1 - T_{\text{баз}}$): это величина, показывающая, на сколько процентов возрастает общий уровень цен за данный период времени. При

инфляции ($i \cdot 100$) % в месяц цена товара в следующем месяце определится формулой:

$$\Pi_1 = \Pi_{\text{баз}} (1 + i). \quad (5.2)$$

Через два месяца:

$$\Pi_2 = \Pi_1 (1 + i) = \Pi_{\text{баз}} (1 + i)^2. \quad (5.3)$$

При различных коэффициентах инфляции в каждом месяце (i_1 и i_2) зависимость (5.3) запишется по-другому:

$$\Pi_2 = \Pi_{\text{баз}} (1 + i_1)(1 + i_2). \quad (5.3')$$

Если обозначить общий коэффициент инфляции за 2 месяца i_Σ , то можно записать:

$$\Pi_2 = \Pi_{\text{баз}} (1 + i_\Sigma) = \Pi_{\text{баз}} (1 + i_1)(1 + i_2) \quad (5.4)$$

или

$$(1 + i_\Sigma) = (1 + i_1)(1 + i_2). \quad (5.5)$$

В общем виде зависимость (5.5) можно переписать в виде:

$$i_\Sigma = \prod_{k=1}^n (1 + i_k) - 1, \quad (5.6)$$

где i_k — коэффициент инфляции в k -й месяц.

Выражение (5.6) является записью зависимости общего за значительный период и частных (за более короткие периоды) коэффициентов инфляции.

Если i_k — постоянная величина, то общий коэффициент инфляции за n месяцев рассчитывается в виде:

$$i_\Sigma(n) = (1 + i_k)^n - 1. \quad (5.6')$$

Из выражения (5.2) следует очевидная связь между коэффициентом инфляции и индексом потребительских цен:

$$i = \text{ИПЦ} - 1. \quad (5.7)$$

При расчете ИПЦ по отношению к какому-то базовому моменту времени коэффициент инфляции за период ($T_2 - T_1$) можно рассчитать по выражению:

$$i = \frac{\text{ИПЦ}_2}{\text{ИПЦ}_1} - 1, \quad (5.8)$$

где $\text{ИПЦ}_1 = (\Pi_1 / \Pi_{\text{баз}})$, $\text{ИПЦ}_2 = \Pi_2 / \Pi_{\text{баз}}$.

Запишем соотношение (5.6), используя ИПЦ:

$$\text{ИПЦ}_\Sigma = \prod_{k=1}^n (\text{ИПЦ}_k). \quad (5.9)$$

Выражение (5.9) формулируется следующим образом:

величина общего за длительный период (квартал, год, несколько лет) индекса цен рассчитывается как произведение индексов цен за более короткие промежутки времени, в совокупности составляющие рассматриваемый период.

Если ИПЦ_k — постоянная величина, то выражение (5.9) принимает вид:

$$\text{ИПЦ}_\Sigma(n) = (\text{ИПЦ}_k)^n. \quad (5.9')$$

Стоимость используемого для инвестирования капитала обычно выражается с помощью *реальной процентной ставки* r_p (одно из самых простых определений данной величины следующее: r_p — это реальный выигрыш при вложении в банк под номинальный процент r по сравнению с «овеществлением» денежных средств, то есть покупкой какой-то вещи с целью последующей продажи). Рассмотрим связь реальной процентной ставки с коэффициентом инфляции и величиной номинального процента доходности (или стоимости) инвестиций r .

Предположим, что в начальный (нулевой) момент времени имеется сумма денежных средств L_0 . Рассмотрим два варианта размещения этой суммы на срок 1 год:

1 вариант: «овеществление», то есть покупка какой-то вещи с целью последующей продажи через 1 год. При выборе данного варианта через 1 год появится возможность получения новой суммы денежных средств, возросшей в результате инфляции:

$$L_1^{(1)} = L_0(1 + i_a), \quad (5.10)$$

где i_a — годовой коэффициент инфляции, доли единицы.

Необходимо отметить, что при выборе данного варианта владелец первоначальной суммы L_0 *не стал богаче*, так как сумма денежных средств $L_1^{(1)}$ через год с начала отсчета имеет ту же потребительскую стоимость (то есть на эту сумму денег можно приобрести такое же количество товаров), что и сумма денежных средств L_0 в нулевой момент времени, хотя рассматриваемому владельцу удалось *сохранить* свое богатство;

2 вариант: помещение суммы L_0 в банк под номинальный годовой процент r_a (под номинальным процентом будем понимать процент, предлагаемый банком с учетом текущей инфляционной ситуации, то есть, как правило, несколько превышающий коэффициент инфляции). В этом случае через год появится возможность получения новой суммы денежных средств, возросшей в результате банковского вклада:

$$L_1^{(2)} = L_0 (1 + r_a). \quad (5.11)$$

Для того чтобы помещение денежных средств в банк было выгодно владельцу средств, необходимо, чтобы сумма денежных средств $L_1^{(2)}$ (по второму варианту) превышала сумму денежных средств $L_1^{(1)}$ (по первому варианту). Относительная разность этих сумм и показывает реальную эффективность помещения денежных средств в банк или реальную (то есть «очищенную» от инфляции) процентную ставку:

$$r_p = \frac{L_1^{(2)} - L_1^{(1)}}{L_1^{(1)}} = \frac{(1 + r_a) - (1 + i_a)}{(1 + i_a)} = \frac{r_a - i_a}{1 + i_a}. \quad (5.12)$$

При абстрагировании от годовых величин коэффициента инфляции и банковского процента величина реальной процентной ставки запишется в виде:

$$r_p = \frac{r - i}{1 + i}. \quad (5.13)$$

Выражение (5.13) носит название формулы *Ирвинга Фишера* [28]. При расчетах необходимо помнить, что величины r и i должны определяться за одинаковый промежуток времени в долях от единицы.

Упрощенная формула для расчета реальной процентной ставки:

$$r_p = r - i. \quad (5.14)$$

Выражение (5.14), в котором, по сравнению с выражением (5.13), пренебрегается знаменателем, используется при небольших значениях коэффициента инфляции, а также при рассмотрении непродолжительных периодов времени. Зная, что реальная процентная ставка связана с номинальной процентной ставкой и коэффициентом инфляции соотношением

$$r_p = \frac{r - i}{1 + i},$$

можно записать выражение для r_p по какому-либо источнику инвестирования в случае бесплатного использования средств (то есть подразумевается, что вложенные средства должны быть возвращены в результате реализации проекта, но никакие проценты и дивиденды на них не начисляются):

$$r_p = \frac{-i}{1+i}. \quad (5.15)$$

Выражение (5.15) означает, что использование бесплатных средств уменьшает общую средневзвешенную стоимость капитала, а иногда реальная процентная ставка вообще может быть отрицательной (при отличной от нуля инфляции).

5.5. Метод дисконтирования и критерии эффективности инвестиций

В условиях крайней нестабильности и быстро меняющихся внешних условий денежные потоки подвержены сильным колебаниям во времени. На номинальные величины денежных средств оказывают влияние инфляция, обслуживание долга; при выборе вариантов инвестирования часто необходимо учитывать альтернативные возможности вложения капитала и упущенную выгоду. В связи с этим разновременные денежные поступления и выплаты при сравнении между собой необходимо приводить к одному моменту времени, что обеспечивает их сопоставимость.

Дисконтирование — это приведение разновременных денежных поступлений (выплат) к одному моменту времени. Обычно выбирается «нулевой» момент времени, соответствующий началу отсчета. В теории управления проектами и в бизнес-планировании чаще всего «нулевым» выбирается тот момент, в который производятся финансовые расчеты, хотя возможен вариант приведения денежных потоков и к другим моментам времени: началу освоения, началу эксплуатации.

При дисконтировании учитываются два фактора: коэффициент инфляции i (% или доли от единицы); стоимость капитала (в самом простом случае эквивалентная банковскому проценту) r (% или доли от единицы). Вид формулы приведения будущей суммы денег (L_t) к настоящему моменту времени (L_0):

$$L_0 = \frac{L_j - i}{(1 + j)^j}. \quad (5.16)$$

Часто удобно оценивать будущие поступления денег в ценах «нулевого» момента времени (так как при этом известны все ценовые соотношения). Как правило, сметы капиталовложений составляются именно в ценах определенного «нулевого» момента времени.

Рост цен (инфляция) при такой оценке учитывается соотношением:

$$L_j = L_{j0} (1 + j)^j, \quad (5.17)$$

где L_{j0} — величина ожидаемых в будущий j -й момент времени поступлений (выплат) в ценах настоящего, «нулевого» момента времени.

В этом случае формула дисконтирования переписывается в виде:

$$L_0 = L_{j0} \frac{(1 + i)^j}{(1 + r)^j}, \quad (5.18)$$

или $L_0 = L_{j0} \frac{1}{(1 + r_p)^j}$, где $r_p = \frac{r - i}{1 + i}$ — реальная процентная ставка, доли от единицы.

Основные критерии эффективности инвестиций

Известно несколько критериев оценки эффективности инвестиций, в большинстве из них используется метод дисконтирования. Рассмотрим наиболее употребляемые из них [25, 26].

Чистая дисконтированная стоимость NPV (Net Present Value) — это суммарный дисконтированный денежный поток от эксплуатации проекта за вычетом суммарных дисконтированных капиталовложений в проект.

Критерий *NPV* показывает, какая прибыль может быть накоплена для распределения между учредителями предприятия, реализующего проект, к моменту завершения (ликвидации) проекта, уже после возврата всех инвестируемых (заемных и собственных) средств.

$$NPV = \sum_{j=0}^T (CF_{j0} - I_{j0}) \cdot k_{dj}, \quad (5.19)$$

здесь CF_{j0} — величина денежного потока от инвестиций в ценах «нулевого» момента времени, полученная в j -й год; I_{j0} — величина капиталовложений в j -м году, в ценах «нулевого» момента времени; T — «срок жизни» проекта — период от «нулевого» момента времени до окончания прибыльной эксплуатации проекта; k_{dj} — коэффициент дисконтирования, при расчете денежных потоков в постоянных ценах равный:

$$k_{dj} = \left\{ \frac{1+i}{1+r} \right\}^j, \text{ если } k_{dj} = \left\{ \frac{1+i}{1+r} \right\} = \text{const}, \quad (5.20)$$

$$k_{dj} = \prod_{m=1}^j \left\{ \frac{1+i_m}{1+r_m} \right\}, \text{ если } k_{dj} = \left\{ \frac{1+i_m}{1+r_m} \right\} \neq \text{const}.$$

Проект считается эффективным при $NPV > 0$.

В случае единовременного вложения денег можно рассчитывать NPV по выражению:

$$NPV = \sum_{j=0}^T (CF_{j0}) \cdot k_{dj} - I, \quad (5.21)$$

где I — величина капиталовложений в проект.

Дисконтный срок окупаемости — это период времени, по истечении которого суммарный дисконтированный денежный поток становится равным суммарным дисконтированным капиталовложениям в проект.

Цель расчета срока окупаемости — определение того момента времени, когда *можно начинать возврат* основной суммы инвестиций (обычно в виде возврата кредита). Если инвестор выставляет условия погашения части долга раньше, чем наступает окупаемость проекта, то более ранний возврат приведет к нехватке денежных средств и необходимости дополнительного инвестирования (краткосрочного кредитования).

Дисконтный срок окупаемости (T_0) проекта определяется по выражению:

$$\sum_{j=0}^{T_0} (CF_{j0} - I_{j0}) \cdot k_{dj} = 0. \quad (5.22)$$

В случае единовременного вложения денег можно рассчитывать T_0 по выражению:

$$\sum_{j=0}^{T_0} (CF_{j0}) \cdot k_{dj} = I. \quad (5.23)$$

Проект считается эффективным, если срок окупаемости меньше определенной приемлемой величины и, естественно, меньше «срока жизни» проекта.

Внутренняя норма прибыли IRR (Internal Rate of Return) — это такая ставка дисконта (реальная процентная ставка), при которой суммарный дисконтированный денежный поток от эксплуатации проекта становится равным суммарным дисконтированным капиталовложениям в проект только по истечении всего «срока жизни» проекта.

$$\sum_{j=0}^{T_0} (CF_{j0} - I_{j0}) \cdot \left[\frac{1}{1 + IRR} \right]^j = 0, \quad (5.24)$$

где IRR — внутренняя норма прибыли.

Внутренняя норма прибыли соответствует *максимально возможной величине реальной процентной ставки* для финансирования данного проекта:

$$IRR = r_p^{\max},$$

при этом номинальная (рублевая) максимальная процентная ставка запишется в виде:

$$r_p^{\max} = IRR + i + IRR \cdot i, \quad (5.25)$$

в выражении (5.25) все величины — в долях от единицы.

Значение критерия внутренней нормы прибыли заключается еще и в том, что этот показатель позволяет оценить, *какую максимальную доходность можно ежегодно извлекать из проекта, если у инвесторов нет цели накопить какую-либо прибыль к концу «срока жизни» проекта*. Извлечение дохода, равного внутренней норме прибыли, позволяет окупить проект к концу его эксплуатации и, следовательно, позволяет вложить средства в такой же новый проект после завершения предыдущего.

В случае единовременного вложения денег можно рассчитывать IRR по выражению:

$$\sum_{j=0}^{T_0} (CF_{j0}) \cdot \left[\frac{1}{1 + IRR} \right]^j = I. \quad (5.26)$$

При распределении капиталовложений во времени величина капиталовложений I_0 , приведенная к начальному моменту времени, определяется по выражению:

$$I_0 = \sum_{j=0}^T I_{j0} \cdot k_{dj}, \quad (5.27)$$

где I_{j0} — номинальная (в ценах нулевого момента времени) величина капитальных затрат, которая будет вложена в j -й момент времени.

В свою очередь, величина капиталовложений при приведении к будущему моменту времени (например, к началу эксплуатации оборудования $I_{нэ}$) определяется следующим образом:

связь между I_0 и $I_{нэ}$ может быть записана в виде:

$$I_0 = I_{нэ} \cdot k_{дэ},$$

где $k_{дэ} = \prod_{m=1}^{\tau_э} \left\{ \frac{1+i_m}{1+r_m} \right\}$, здесь $\tau_э$ — период от нулевого момента времени

до начала эксплуатации; тогда:

$$I_{нэ} = \frac{I_0}{k_{дэ}}. \quad (5.28)$$

5.6. Расчет денежного потока для оценки эффективности инвестиций при использовании дисконтирования

Денежный поток — это сальдо поступлений денежных средств от продажи продукции, являющейся результатом проекта, и выплат денежных средств, связанных с функционированием проекта, в определенный период времени.

Часто в литературе встречается упрощенное определение денежного потока: денежный поток — это чистая прибыль плюс амортизация. Необходимо отметить, что это определение верно только в условиях стабильной экономики, когда оплата за продукцию и услуги производится вовремя, нет проблем с возмещением излишне уплаченных налогов из бюджета и используются только денежные формы расчетов. В российских условиях приходится прибегать к более сложным методам определения денежного потока.

В любом случае нужно помнить, что при расчете денежного потока не учитываются амортизация (этот вид отчислений не генерирует соответствующий отток денежных средств, в отличие от остальных составляющих затрат предприятия) и проценты по инвестиционному кредиту, так как стоимость инвестированного капитала будет учтена при дисконтировании.

Наиболее часто используемые методы определения денежного потока от эксплуатации проекта для оценки эффективности инвестиционного проекта с использованием дисконтирования приведены в таблице.

№ п/п	Название	Расчет	Плюсы	Минусы
1	По чистой прибыли	Денежный поток (CF) равен сумме чистой прибыли от эксплуатации проекта и амортизации, причем в расчете чистой прибыли не учитываются проценты по инвестиционному кредиту.	Простой	1) необходима корректировка чистой прибыли на сумму процентов; 2) не учитываются временные отсрочки поступлений и выплат денежных средств; 3) считается, что все расчеты производятся только в денежной форме
2	«Балансовый»	Денежный поток (CF) равен выручке с НДС за вычетом эксплуатационных расходов с НДС (без амортизации и процентов), налогов, связанных с проектом, а также за вычетом прироста чистого оборотного капитала (ЧОК)	1) достаточно простой; 2) расчет налогов производится отдельно; 3) прирост ЧОК учитывает отсрочки	1) сложнее предыдущего; 2) считается, что все расчеты производятся только в денежной форме
3	Метод прямого счета	Денежный поток (CF) равен всем текущим денежным поступлениям от эксплуатации проекта (без кредитов) за вычетом всех текущих денежных расходов, связанных с эксплуатацией проекта (без инвестиционных и финансовых расходов)	Самый точный	Трудоемкий

Прирост чистого оборотного капитала (ЧОК) характеризует отток денежных средств в результате увеличения текущих активов (дебиторской задолженности, товарно-материальных запасов, краткосрочных финансовых вложений) или из-за уменьшения текущих обязательств

(в результате погашения кредиторской задолженности). Общее определение чистого оборотного капитала можно сформулировать в виде следующих понятий: *чистый оборотный капитал* (ЧОК) — это текущие активы без денежных средств за вычетом текущих обязательств без кредитов. Тогда *прирост чистого оборотного капитала* ЧОК равен приросту запасов и дебиторской задолженности за вычетом прироста кредиторской задолженности.

В расчете прироста ЧОК не участвуют выплаты по краткосрочным кредитам, если в результате нехватки денежных средств, генерируемых проектом, необходимо краткосрочное кредитование; такой кредит будет относиться к инвестициям, необходимым для осуществления проекта, и учитываться в расчете *чистого денежного потока*:

Чистый денежный поток равен денежному потоку от эксплуатации проекта за вычетом инвестиций в проект (в том числе краткосрочных кредитов, необходимых для сохранения положительных остатков денежных средств).

Величина чистого денежного потока соответствует разности $(CF_{j0} - I_{j0})$ в вышеприведенных выражениях и подвергается дисконтированию, причем формула дисконтирования зависит от того, в каких ценах рассчитан чистый денежный поток: при использовании постоянных цен применяются выражения (5.20), а в случае расчета в текущих (истинных) ценах расчетного периода коэффициент дисконтирования принимает следующий вид:

$$k_{dj} = \left\{ \frac{1}{1+r} \right\}^j, \text{ если } r = \text{const}, \quad (5.29)$$

$$k_{dj} = \prod_{m=1}^j \left\{ \frac{1}{1+r_m} \right\}, \text{ если } r_m \neq \text{const}.$$

5.7. Учет валютной инфляции

При привлечении валютных кредитов или прогнозировании поступлений средств от продажи продукции в валюте необходимо учитывать, что темп рублевой инфляции и темп роста курса валюты (доллара) в России, как правило, не одинаковы.

Реальная процентная ставка (ставка дисконта) при валютном кредитовании рассчитывается в виде:

$$r_p = \frac{r_s - i_s}{1 + i_s},$$

где i_s — коэффициент валютной инфляции, доли от 1.

Обозначим темп роста курса доллара k_s , имея в виду, что:

$$k_s = \frac{(K_s - K_s^0)}{K_s^0}, \quad (5.30)$$

где K_s и K_s^0 — курс доллара в текущий и нулевой моменты времени соответственно, руб./дол.

Из выражения (5.30) следует, что:

$$1 + k_s = \frac{K_s}{K_s^0}. \quad (5.31)$$

Выразим рублевую и долларовую величины цены на один и тот же товар в текущий момент времени через соответственно рублевую и долларовую цены на этот же товар в нулевой момент времени, используя понятия рублевой (i) и валютной (i_s) инфляции.

Цена в рублевом выражении:

$$\Pi = \Pi_0 (1 + i). \quad (5.32)$$

Цена в долларовом выражении:

$$\Pi_s = \Pi_s^0 \cdot (1 + i_s). \quad (5.33)$$

Имея в виду, что $\Pi_0 / \Pi_s^0 = K_s^0$, а $\Pi / \Pi_s = K_s$, разделим выражение (5.33) на (5.32):

$$K_s = K_s^0 \cdot \frac{1 + i}{1 + i_s}. \quad (5.34)$$

Преобразуя выражение (5.34) с учетом (5.30), получим:

$$1 + k_s = \frac{1 + i}{1 + i_s} \text{ или } i_s = \frac{i - k_s}{1 + k_s}. \quad (5.35)$$

5.8. Особенности включения в инвестиционный анализ налога на добавленную стоимость

Российская специфика порядка уплаты налогов и сложности получить из бюджета возмещение излишне уплаченных налогов приводит к необходимости учета порядка уплаты налога на добавленную стоимость, хотя в традиционном инвестиционном анализе, основанном на западных моделях, такие «транзитные» налоги не принимаются во внимание.

Первое, на что следует обратить внимание при включении НДС в схему анализа, — это расчет сметной стоимости капиталовложений. Согласно российскому законодательству налог на добавленную стоимость, возникающий при покупке оборудования, не включается в балансовую стоимость объекта и подлежит возмещению, а стоимость проектных и строительно-монтажных работ, выполняемых собственными силами, включается в стоимость капиталовложений в полном объеме (так же как начисляемые в период освоения проценты по кредиту, взятому под приобретение основных средств).

Вторая особенность, связанная с налогом на добавленную стоимость, — это сложность возмещения излишне уплаченного налога (например, при покупке основных средств) из бюджета. Согласно законодательству излишне уплаченные суммы налога подлежат возмещению из бюджета *или зачету в счет предстоящих платежей*. Другими словами, в последнем случае предприятие освобождается от уплаты НДС в бюджет до тех пор, пока отрицательные накопившиеся суммы излишне уплаченного налога не будут погашены за счет накопления положительного сальдо НДС, постепенно образующегося при эксплуатации проекта.

Очевидно, что отслеживать и учитывать потоки НДС в инвестиционном анализе — достаточно трудоемкая процедура. Необходимо иметь в виду, что при реализации проекта на крупном предприятии, реализующем значительные объемы продукции, заведомо превышающие объем инвестиций в проект, можно не вводить потоки налога на добавленную стоимость в анализ проекта: образующийся при покупке оборудования отток НДС в данном случае возместится за счет положительного сальдо НДС от основных видов деятельности. Но чаще бывает ситуация, когда НДС необходимо учитывать, так как возме-

ние его происходит не полностью. В полном объеме эти расчеты безусловно необходимо производить при новом строительстве.

Российское законодательство предусматривает возможность при вложении инвестиционных ресурсов 2 варианта:

1) непосредственное возмещение НДС в виде денежных средств из бюджета;

2) зачет излишне уплаченного НДС в счет предстоящих платежей.

Инвестиции в основное средство включают в себя:

- проектные работы (сторонние организации с НДС или без НДС);
- приобретение основных средств (оборудования) у сторонних организаций с НДС;
- строительно-монтажные работы (сторонние организации с НДС);
- проценты по инвестиционному кредиту (без НДС);
- экспертизы (сторонние организации с НДС или без НДС);
- затраты службы технадзора компании (внутренние, без НДС).

Расчет НДС, подлежащего к уплате в бюджет, можно производить в следующем виде (тыс. руб.):

Показатель	Год						
	1	2	3	4	5	6	7
Инвестиции без НДС	400	400	0	0	0	0	0
Выручка без НДС	0	0	400	400	400	400	400
Сырье, материалы без НДС	0	0	150	150	150	150	150
НДС к уплате (по выручке)	0	0	72	72	72	72	72
НДС к возмещению (по инвестициям)	72	72	0	0	0	0	0
НДС к возмещению (по сырью)	0	0	27	27	27	27	27
Сальдо НДС	-72	-72	45	45	45	45	45
Накопленный НДС	-72	-144	-99	-54	-9	36	0
НДС в бюджет	0	0	0	0	0	36	45

Отсрочку уплаты НДС в бюджет по данной схеме можно не учитывать, если инвестиционный проект реализуется на крупном предприятии, объем продукции которого превышает объем инвестиций. Учет необходим при новом строительстве и крупных инвестиционных проектах.

5.9. Определение стоимости капитала при использовании различных источников финансирования

При анализе источников инвестирования необходимо иметь в виду, что независимо от привлекательности проекта практически невозможно получить кредит на сумму, равную общей стоимости проекта. Поэтому инициатор проекта всегда должен рассчитывать на многообразные источники инвестиций, в том числе и на собственные средства.

Учитывая, что общая сумма инвестиций в проект складывается из собственного и n различных видов заемного капитала с весовыми коэффициентами $\beta_{\text{ск}}$ и $\beta_{\text{зк}(i)}$, запишем выражение для расчета средневзвешенной реальной процентной ставки ($WACC$), используемой для дисконтирования денежных потоков [24]:

$$WACC = \beta_{\text{ск}} \cdot r_{\text{п}}^{\text{ск}} + \sum_{i=1}^n \beta_{\text{зк}(i)} \cdot r_{\text{п}(i)}^{\text{зк}} \cdot (1-t), \quad (5.36)$$

где $r_{\text{п}}^{\text{ск}}$ и $r_{\text{п}(i)}^{\text{зк}}$ — соответственно реальная процентная ставка при использовании собственного и i -го вида заемного капитала, в долях от единицы, t — «налоговый зонтик», равный ставке налога на прибыль (20 %). Необходимость учета налогообложения при расчете средневзвешенной процентной ставки связана с тем, что проценты учитываются в составе затрат, уменьшающих налогооблагаемую базу. При этом денежный поток в обязательном порядке должен рассчитываться без учета процентов по инвестиционному кредиту.

Российское законодательство предусматривает нормирование процентов для цели налогообложения, т. е. под льготу по налогу на прибыль попадает не вся величина процентов. В этом случае величина $WACC$ будет рассчитываться по более сложному выражению. Запишем это выражение для одного вида инвестиционного кредита:

$$WACC = \beta_{\text{ск}} \cdot r_{\text{п}}^{\text{ск}} + \beta_{\text{зк}} \cdot k \cdot r_{\text{п}}^{\text{зк}} (1-t) + \beta_{\text{зк}} \cdot (1-k) \cdot r_{\text{п}}^{\text{зк}},$$

где k — коэффициент к процентной ставке по кредиту, приводящий ставку по кредиту к нормативной ставке процентов, принимаемых в целях налогообложения прибыли в составе затрат, уменьшающих налогооблагаемую базу.

5.10. Анализ инвестиционных проектов на основе бюджета движения денежных средств

Финансовый план любого бизнес-плана (и компании, и проекта) включает в себя три основных плана (бюджета): это прогноз прибылей и убытков (или доходов и расходов), план (бюджет) движения денежных средств и прогноз баланса. В структуру финансового плана инвестиционного проекта дополнительно входят, как правило, отдельным расчетом, анализ окупаемости и определение критериев эффективности инвестиционного проекта. Одним из методов анализа инвестиционного проекта является метод анализа на основе бюджета движения денежных средств (БДДС). Этот метод носит название «*Модель расчетного счета*» [24].

Бюджет движения денежных средств (кратко — БДДС) включает в себя несколько бюджетов:

1. Бюджет движения денежных средств по операционной деятельности. На его основе рассчитывается операционный чистый денежный поток.
2. Бюджет движения денежных средств по инвестиционной деятельности. Этот бюджет позволяет определить инвестиционный чистый денежный поток.
3. Бюджет движения денежных средств по финансовой деятельности. В результате его составления прогнозируется финансовый чистый денежный поток.

Структура бюджетов

1. БДДС по операционной деятельности

1.1. Поступления денежных средств.

1.1.1. Поступления от продажи продукции

- Поступления от продаж текущего периода
- Аванс от покупателей
- Поступления от погашения дебиторской задолженности

1.1.2. Прочие поступления (например, проценты по решению суда)

1.2. Выплаты денежных средств

- 1.2.1. Выплаты поставщикам сырья, материалов
 - Выплаты по расходам текущего периода
 - Авансы поставщикам
 - Погашение кредиторской задолженности
- 1.2.2. Выплата заработной платы
- 1.2.3. Уплата отчислений и налогов
- 1.2.4. Прочие выплаты денежных средств, связанные с основной деятельностью (аренда и пр.).

2. БДДС по инвестиционной деятельности

- 2.1. Поступления денежных средств
 - 2.1.1. Продажа основных средств
 - 2.1.2. Продажа нематериальных активов
 - 2.1.3. Проценты от долгосрочных финансовых вложений
 - 2.1.4. Возврат финансовых вложений
- 2.2. Выплаты денежных средств
 - 2.2.1. Приобретение основных средств, нематериальных активов
 - 2.2.2. Приобретение акций
 - 2.2.3. Оплата услуг сторонних организаций по инвестиционной деятельности (строительно-монтажных работ и прочих работ, услуг)

3. БДДС по финансовой деятельности

- 3.1. Поступления денежных средств
 - 3.1.1. Привлечение краткосрочных кредитов и займов
 - 3.1.2. Привлечение долгосрочных кредитов и займов
 - 3.1.3. Поступления от эмиссии акций
 - 3.1.4. Поступления от продажи векселей
 - 3.1.5. Целевое финансирование
- 3.2. Выплаты денежных средств
 - 3.2.1. Возврат краткосрочных кредитов и займов
 - 3.2.2. Возврат долгосрочных кредитов и займов
 - 3.2.3. Выплата процентов по займам и кредитов
 - 3.2.4. Выплата дивидендов акционерам
 - 3.2.5. Погашение собственных векселей
 - 3.2.6. Покупка векселей
 - 3.2.7. Выкуп собственных акций (выход акционеров из проекта)

Порядок анализа инвестиционного проекта при использовании бюджета движения денежных средств, то есть на основе составления модели расчетного счета:

Первый этап. Оценка проекта в целом

Результатом этой оценки является определение всех критериев эффективности проекта, а также срока его окупаемости.

На этом этапе используются два компонента бюджета движения денежных средств, а именно — БДДС по операционной деятельности и БДДС по инвестиционной деятельности. В качестве величины чистого денежного потока для последующего дисконтирования на этом этапе выступает сумма величин чистого денежного потока по операционной и инвестиционной деятельности, а в качестве ставки дисконтирования используется средневзвешенная ставка привлеченных для финансирования проекта средств.

Оценка проекта в целом еще называется оценкой с точки зрения менеджмента компании.

На основе модели расчетного счета можно дополнительно определить эффективность проекта для других участников инвестиционного проекта, а именно для акционеров (владельцев собственного капитала) и кредиторов (банка).

Второй этап. Оценка проекта с точки зрения акционеров и банка

Принцип анализа: рассматриваются все составляющие бюджета движения денежных средств (операционный, инвестиционный и финансовый бюджет), но в расчете участвуют только внешние по отношению к конкретному участнику элементы денежного потока.

Анализ с точки зрения акционеров:

- исключается из расчета чистого денежного потока поступления и возврат акционерного капитала и дивиденды;
- ставка дисконтирования равна доходности собственных средств, которая определяется на основе доходности альтернативных финансовых вложений и банковских депозитов;
- анализ с точки зрения кредитной организации;
- при расчете чистого денежного потока не учитываются поступления и возврат кредита, а также выплата процентов по кредиту;
- ставка дисконтирования равна процентам по кредиту.

5.11. Расчет экономического эффекта и критериев эффективности инвестиций в результате реализации энерго- и ресурсосберегающего инвестиционного проекта при производстве тепловой энергии (пример)

Инвестиционный проект — реконструкция котельной с переводом на газ и гидравлическая наладка тепловых сетей.

Исходная информация:

1. Инвестиции

Направления инвестирования	Обозначение	Величина, тыс. руб.	Амортизационный период, лет	Норма амортизации, % годовых
Газопровод (2 км)	I_g	16 000,00	40,00	$D_g = 2,5 \%$
Модернизация котельной, замена котлов, горелок, установка автоматизации	I_b	20 000,00	15,00	$D_b = 6,7 \%$
Шайбирование тепловых сетей	I_n	2 000,00	20,00	$D_n = 5,0 \%$
Срок освоения инвестиций, лет	T_d	1 год	—	—

2. Базовые характеристики котельной

Показатель	Обозначение	Размерность	Величина	Примечание
Мощность котельной	N	Гкал/ч	10,00	не меняется
Число часов использования установленной мощности,	$n_{уст}$	ч/год	2 500,00	не меняется
Потери в сетях, % от выработки	q	%	5	не меняется

3. Основные технико-экономические показатели без проекта и с проектом

Показатель	Обозначение	Размерность	Без проекта	С проектом
КПД котельной	η	доли	0,70	0,92
Вид топлива			уголь	газ
Цена топлива без НДС	P_f	руб./т (руб./тыс. м ³)	3 000,00	3 600,00

Показатель	Обозначение	Размерность	Без проекта	С проектом
Калорийность топлива, ккал/кг; ккал/м ³	Q_n^p	ккал/кг (ккал/м ³)	5 000,00	8 000,00
Удельный расход электроэнергии на выработку тепла	k_e	кВт·ч/Гкал	30,00	25,00
Цена электроэнергии без НДС	P_e	руб./кВт·ч	4,00	4,00
Количество персонала	z	чел.	10,00	4,00
Средняя заработная плата	c_l	руб./чел./мес.	15 000,00	20 000,00
Норма отчислений во внебюджетные фонды от ФОТ	ϕ	%	30 %	30 %
Затраты на ремонт без НДС	C_r	тыс. руб. в год	3 000,00	500,00
— прочие расходы (цеховые, ОХР) без НДС	C_a	тыс. руб./год	15 % от прямых затрат	остаются прежними
— доля расходов с НДС в прочих расходах, %	D_{vat}	%	50	50

4. Показатели стоимости основных средств и ставки налогов

Показатель	Обозначение	Размерность	Величина
— балансовая стоимость котельной без НДС до осуществления проекта (БС)	BC_{b0}	тыс. руб.	5 000,00
— остаточная стоимость котельной без НДС до осуществления проекта (ОС)	RC_{b0}	тыс. руб.	2 500,00
— норма амортизации котельной до проекта, годовых	D_b	%	6,7 %
Ставка НДС	N_{vat}	%	18,0 %
Ставка налога на прибыль	N_p	%	20,0 %
Ставка налога на имущество (налог рассчитывается от остаточной стоимости имущества)	N_e	% годовых	2,2 %

5. Расчет затрат

Показатель	Обозначение	Размерность	Расчет	Величина без проекта	Величина с проектом
1. Выработка тепловой энергии	$Q_{ур}$	Гкал/год	$N \cdot n_{уст}$	25000,00	25000,00
2. Удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии	$b_{\text{ф}}$	кг у. т./Гкал	$\frac{10^6}{7000 \cdot \eta}$	204,08	155,28

Показатель	Обозначение	Размерность	Расчет	Величина без проекта	Величина с проектом
3. Удельный расход натурального топлива на выработку тепловой энергии	b	кг/Гкал (м ³ /Гкал)	$b_y \cdot \frac{7000}{Q_H^p}$	285,71	135,87
4. Расход топлива на выработку тепловой энергии	B_y	т/год (тыс. м ³ /год)	$b \cdot \frac{Q_{yp}}{1000}$	7142,86	3396,74
5. Стоимость топлива без НДС	C_f	тыс. руб./год	$B_y \cdot P_f / 1000$	21428,57	228,26
6. Расход электроэнергии на выработку тепловой энергии	B_e	тыс. кВт·ч/год	$k_e \cdot \frac{Q_{yp}}{1000}$	750,00	625,00
7. Стоимость электроэнергии, без НДС	C_e	тыс. руб. в год	$B_e \cdot P_e$	3 000,00	2 500,00
8. Расходы на оплату труда	C_l	тыс. руб. в год	$z \cdot c_l \cdot 12 / 1000$	1 800,00	960,00
9. Отчисления во внебюджетные фонды	C_ϕ	тыс. руб. в год	$C_l \cdot \phi / 100$	540,00	288,00
10. Итого прямых затрат, тыс. руб. в год без НДС	C_{dir}	тыс. руб. в год	$C_f + C_e + C_l + C_\phi + C_r$	29 768,57	16 476,26
11. Прочие затраты (цеховые, общехозяйственные), 0,15 без НДС	C_o	тыс. руб. в год	$0,15 \cdot C_{dir}$	4 465,29	4 465,29
12. Балансовая стоимость основных средств, всего, в том числе:	BC	тыс. руб.	$BC_b + BC_n + BC_g$	5 000,00	37 203,39
котельной	BC_b	тыс. руб.	$BC_{bo} + I_{bi} / (1 + N_{vat} / 100)$	5 000,00	21 949,15

Показатель	Обо- зна- чение	Размер- ность	Расчет	Величи- на без проекта	Величи- на с про- ектом
тепловых сетей на участке ко- тельной	BC_n	тыс. руб.	$I_n/(1+N_{val}/100)$	0	1 694,92
газопровода к котельной	BC_g	тыс. руб.	$I_g/(1+N_{val}/100)$	0	13 559,32
13. Остаточная стоимость ос- новных средств на начало 1 года после модер- низации, всего, в том числе:	RC_0	тыс. руб.	$RC_{b0} + RC_{n0} + RC_{g0}$	2 500,00	34 703,39
котельной	RC_{b0}	тыс. руб.	$RC_{b0} +$ $+ I_b/(1+N_{val}/100)$	2 500,00	19 449,15
тепловых сетей на участке ко- тельной	RC_{n0}	тыс. руб.	$I_n/(1+N_{val}/100)$	0	1 694,92
газопровода к котельной	RC_{g0}	тыс. руб.	$I_g/(1+N_{val}/100)$	0	13 559,32
14. Амортизаци- онные отчисле- ния за год, все- го, в том числе:	C_d	тыс. руб.	$C_{db} + C_{dn} + C_{dg}$	333,33	1 887,01
по котельной	C_{db}	тыс. руб.	$BC_b \cdot D_b$	333,33	1 463,28
по тепловым се- тям на участке котельной	C_{dn}	тыс. руб.	$BC_n \cdot D_b$		84,75
по газопроводу к котельной	C_{dg}	тыс. руб.	$BC_g \cdot D_b$		338,98
15. Остаточная стоимость ос- новных средств на конец 1 года после модер- низации, всего, в том числе:	RC_1	тыс. руб.	$RC_{b1} + RC_{n1} + RC_{g1}$	2 166,67	32 816,38
котельной	RC_{b1}	тыс. руб.	$RC_{n0} - C_{dn}$	2 166,67	17 985,88
тепловых сетей на участке ко- тельной	RC_{n1}	тыс. руб.	$RC_{b0} - C_{db}$	—	1 610,17

Показатель	Обозначение	Размерность	Расчет	Величина без проекта	Величина с проектом
газопровода к котельной	RC_{g1}	тыс. руб.	$RC_{g0} - C_{dg}$	—	13 220,34
16. Средняя остаточная стоимость, тыс.руб.	RC_m	тыс. руб.	$(RC_0 + RC_l)/2$	2 333,33	33 759,89
17. Налог на имущество, тыс.руб. в год	C_{ye}	тыс. руб. в год	$RC_m \cdot N_e$	51,33	742,72
18. ИТОГО затрат	C_{sum}	тыс. руб. в год	$C_{dir} + C_o + C_d + C_{ye}$	34 618,52	23 571,27
19. Себестоимость производства тепловой энергии, без НДС	c_{hp}	руб./Гкал	$C_{sum} / Q_{yp} \cdot 1000$	1 384,74	942,85
20. Полезный отпуск тепловой энергии потребителям	Q_{ys}	Гкал/год	$Q_{yp} \cdot (1 - q)$	23 750,00	23 750,00
21. Себестоимость отпущенной тепловой энергии, без НДС	c_{hs}	руб./Гкал	$C_{sum} / Q_{ys} \cdot 1000$	1 457,62	992,47

6. Расчет экономического эффекта для определения окупаемости инвестиций

Показатель	Обозначение	Размерность	Расчет	Величина без проекта	Величина с проектом
1. Прямые расходы с НДС	C_{dir}^{vat}	тыс. руб. в год	$(C_f + C_e + C_r) \cdot 0,18 + C_l + C_\phi$	34 705,71	19 217,35
2. НДС в прямых расходах	VAT_{dir}		$C_{dir} - C_{dir}^{vat}$	4 937,14	2 741,09
3. Прочие расходы (цеховые, общехозяйственные) с НДС	C_o^{vat}	тыс. руб. в год	$C_o \cdot (1 + 0,18 \cdot D_{vat})$	4 867,16	4 867,16

Показатель	Обозначение	Размерность	Расчет	Величина без проекта	Величина с проектом
4. НДС в прочих расходах	VAT_o	тыс. руб. в год	$C_o^{vat} - C_o$	401,88	401,88
5. Сумма учитываемых при расчете экономического эффекта расходов без НДС	C_{sum}	тыс. руб. в год	$C^{dir} + C_o$	34 233,86	20 941,55
6. То же с НДС	C_{sum}^{vat}	тыс. руб. в год	$C_{dir}^{vat} + C_o^{vat}$	39 572,88	24 084,51
7. НДС в сумме расходов	VAT_{sum}	тыс. руб. в год	$C_{sum}^{vat} - C_{sum}$	5 339,02	3 142,96
8. Экономический эффект без НДС	ΔC_{sum}	тыс. руб. в год	$C_{sum}^{(1)} - C_{sum}^{(0)}$		13 292,31
9. Экономический эффект с НДС	ΔC_{sum}^{vat}	тыс. руб. в год	$C_{sum}^{vat(1)} - C_{sum}^{vat(0)}$		15 488,37
10. НДС в экономическом эффекте	ΔVAT_{sum}	тыс. руб. в год	$\Delta C_{sum}^{vat} - \Delta C_{sum}$		2 196,06

Примечание. Индекс «(1)» — для величин при реализации проекта. Индекс «(0)» — для величин без реализации проекта.

Расчет критериев эффективности и окупаемости инвестиционного проекта

1. Прогноз прибылей и убытков, тыс. руб. в год

Показатель/лет	1 год	2 год	3 год	4 год	5 год	6 год	7 год	8 год	9 год	10 год
1.1. Экономический эффект (см. расчет экономического эффекта)	13292	13292	13292	13292	1392	13292	13292	13292	13292	13292
1.2. Дополнительные затраты, всего, в том числе:	2262	2228	2194	2160	2125	2091	2057	2023	1989	1955
1.2.1. Амортизация	1554	1554	1554	1554	1554	1554	1554	1554	1554	1554
1.2.2. Налог на имущество	708	674	640	606	572	538	503	469	435	401
1.3. Налогооблагаемая прибыль	11030	11064	11099	11133	11167	11201	11235	11269	11304	11338
1.4. Налог на прибыль	1106	2213	2220	2227	2233	2240	2247	2254	2261	2268
1.5. Чистая прибыль	8824	8851	8879	8906	8934	8961	8988	9016	9043	9070

2. Прогноз денежного потока, тыс. руб. в год

Показатель/лет	1 год	2 год	3 год	4 год	5 год	6 год	7 год	8 год	9 год	10 год
2.1. Дополнительные поступления от экономического эффекта с НДС	15488	15488	15488	15488	15488	15488	15488	15488	15488	15488
2.2. Дополнительные налоги, всего, в том числе:	2915	2887	3651	5029	5001	4974	4946	4919	4892	4864
2.2.1. Налог на прибыль	2206	2213	2220	2227	2233	2240	2247	2254	2261	2268
2.2.2. Налог на имущество	708	674	640	606	572	538	503	469	435	401
2.2.3. НДС в бюджет	—	—	792	2196	2196	2196	2196	2196	2196	2196
2.3. Денежный поток от эксплуатации проекта	12574	12601	11837	10460	10487	10515	10542	10569	10597	10624

3. Расчет чистой дисконтированной стоимости (NPV) и срока окупаемости проекта с учетом дисконтирования

Показатель/лет	0	1 год	2 год	3 год	4 год	5 год	6 год	7 год	8 год	9 год	10 год
3.1. Денежный поток от эксплуатации проекта	—	12574	12601	11837	10460	10487	10515	10542	10569	10597	10624
3.2. Инвестиции с НДС	38000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3.3. Чистый денежный поток	—38000	12574	12601	11837	10460	10487	10515	10542	10569	10597	10624
3.4. Коэффициент дисконтирования	1,000	0,938	0,879	0,825	0,773	0,725	0,680	0,638	0,598	0,561	0,526
3.5. Чистый дисконтированный денежный поток нарастающим итогом	—38000	—26208	—15126	—5363	2728	10335	17487	24212	30536	36481	42071

Справочно: расчет налога на имущество.

Показатель/лет	0	1 год	2 год	3 год	4 год	5 год	6 год	7 год	8 год	9 год	10 год
Балансовая стоимость вводимых ОС (котельных) нарастающим итогом	16949	16949	16949	16949	16949	16949	16949	16949	16949	16949	16949
Балансовая стоимость вводимых ОС (сетей) нарастающим итогом	1695	1695	1695	1695	1695	1695	1695	1695	1695	1695	1695
Балансовая стоимость вводимых ОС (газопровода) нарастающим итогом	13559	13559	13559	13559	13559	13559	13559	13559	13559	13559	13559
Амортизация ОС (котельных) (15 лет)		1130	1130	1130	1130	1130	1130	1130	1130	1130	1130
Амортизация ОС (сетей) (20 лет)		85	85	85	85	85	85	85	85	85	85
Амортизация ОС (газопровода) (40 лет)		339	339	39	339	339	339	339	339	339	339
Остаточная стоимость ОС (котельных, сетей и газопровода)	32203	30650	29096	27542	25989	24435	22881	21328	19774	18220	16667
Налог на имущество		708	674	640	606	572	538	503	469	435	401

Справочно: расчет НДС в бюджет.

Показатель/лет	0	1 год	2 год	3 год	4 год	5 год	6 год	7 год	8 год	9 год	10 год
Поступления с НДС от экономического эффекта	—	15488	15488	15488	15488	15488	15488	15488	15488	15488	15488
Расходы с НДС с инвестициями	38000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
НДС к уплате	—	2196	2196	2196	2196	2196	2196	2196	2196	2196	2196
НДС к возмещению	5797	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Сальдо НДС	—5797	2196	2196	2196	2196	2196	2196	2196	2196	2196	2196
НДС в бюджет	—	—	—	792	2196	2196	2196	2196	2196	2196	2196
Накопленный НДС	—5797	—3601	—1404	792							

4. Расчет средневзвешенной стоимости капитала и ставки дисконтирования

Показатель	Величина, % годовых	Расчет	Примечание
Процентная ставка по кредитованию	16		принято
Доля заемных средств в финансировании проекта	100		принято
Процентная ставка, учитываемая в целях налогового обложения	14,85	$1,8 \times 8,25\%$	коэффициент 1,8 к ставке рефинансирования ЦБ
Оплата процентов из прибыли (не принимается в составе затрат для целей налогообложения)	1,15	$16\% - 14,85\%$	
Средневзвешенная стоимость капитала <i>WACC</i> (100 % заемные средства)	13,03	$1 \times (14,85\% \times (1 - 0,2) + 1,15\%)$	0,2 — ставка налога на прибыль, 1 — доля заемных средств
Коэффициент инфляции	6,00		принято
Ставка дисконтирования	6,63	$(0,1303 - 0,06) / (1 + 0,06)$	расчет по формуле И. Фишера: $(r-i)/(1+i)$

5. Расчет внутренней нормы доходности (IRR)

Показатель/лет	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Чистый денежный поток	-38000	12574	12601	11837	10460	10487	10515	10542	10569	10597	10624
Коэффициент дисконтирования (IRR)	1	0,7819	0,6114	0,4781	0,3738	0,2923	0,2285	0,1787	0,1397	0,1092	0,0854
Суммарный чистый дисконтированный денежный поток (IRR)	-38000	-28168	-20464	-14805	-10895	-7829	-5426	-3542	-2065	-908	0

Величина внутренней нормы доходности составляет 27,89 % годовых.

6. Итоговые показатели эффективности проекта

Показатель	Величина
Чистая дисконтированная стоимость проекта (NPV) за 10 лет, тыс. руб.	42071
Дисконтный срок окупаемости, лет	3,66
Внутренняя норма прибыли, % годовых (за 10 лет)	27,89

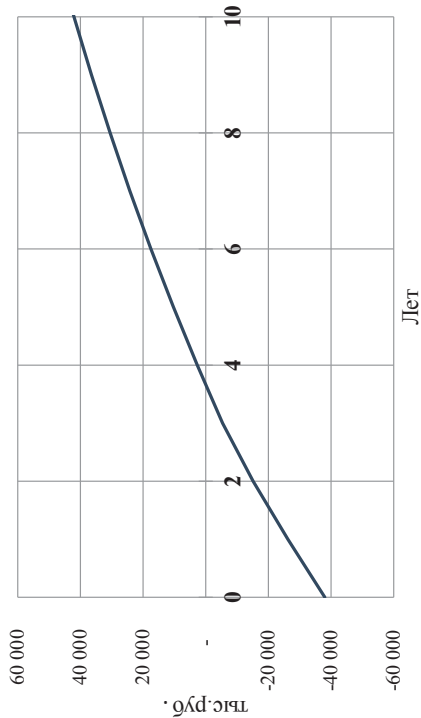


Рис. 5.3. График окупаемости проекта

6. Расчет тепловой схемы при реконструкции котельной УрФУ на выработку электроэнергии на тепловом потреблении с использованием ПГУ

6.1. Описание тепловой схемы

В состав Экспериментально-производственного комбината (ЭПК УрФУ) входят: котельная с присоединенной тепловой мощностью 120 МВт, электроцех с трансформаторной подстанцией, а главное — УрФУ принадлежат распределительные электрические сети.

В котельной Уральского федерального университета реализован проект установки турбогенератора (рис. 6.1, позиция 1) мощностью 0,75 МВт, работающего параллельно с распределенной сетью 6 кВ.

Тепловая сеть района УрФУ работает с открытым водоразбором на нужды ГВС. Требуемая подпитка тепловой сети около 100 т/ч, поэтому для покрытия нужд ГВС требуется круглогодичная работа парового (для нужд деаэрации) котла 5 ШБ (Шухов — Берлин) паропроизводительностью 15 т/ч. Пар данного котла направляется в турбину 1, а затем в деаэратор и баки-аккумуляторы 2 для покрытия нужд ГВС. Благодаря этому установленная турбина работает практически круглый год на номинальной нагрузке.

В настоящий момент выполнен проект установки паровой турбины производства Калужского турбинного завода 3 электрической мощностью 3,5 МВт, пар на которую будет вырабатываться двумя уже пущенными в эксплуатацию новыми котлами 6 Бийского котельного завода ДЕ-25/14 (см. рис. 6.2).

Уральским федеральным университетом предложен проект установки в котельной УрФУ газовой турбины электрической мощностью 4,5 МВт. Фирма «Сименс» представила коммерческое предложение на поставку

газовой турбины в комплекте с котлом-утилизатором. В комплект поставки входит газовая турбина электрической мощностью 4,5 МВт, паровой котел-утилизатор паропроизводительностью 9 т/ч, дожимные компрессоры для увеличения давления газа перед турбиной.

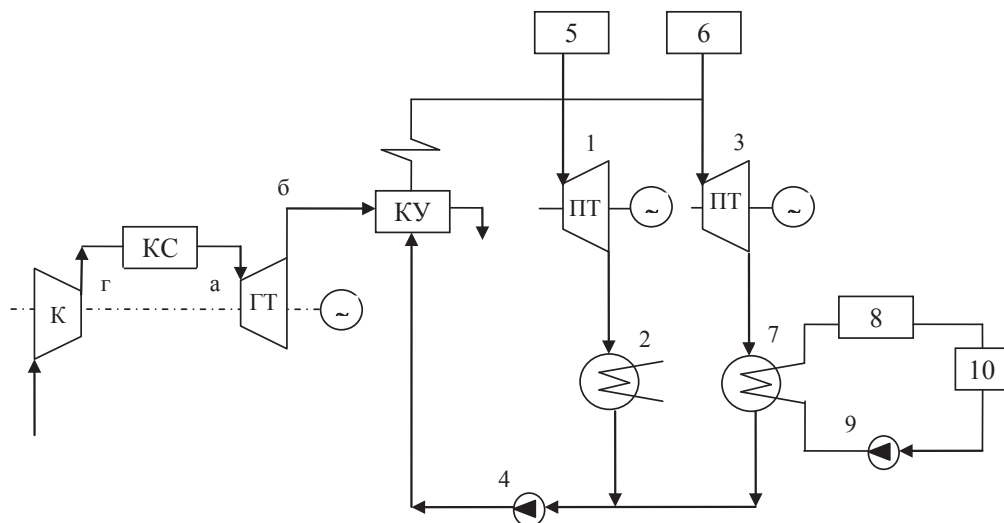


Рис. 6.1. Тепловая схема установки газовой турбины в котельной УрФУ:

К — компрессор, **КС** — камера сгорания, **ГТ** — газовая турбина, **КУ** — котел-утилизатор, **1** — паровая турбина мощностью 0,75 МВт, **2** — бак ГВС, **3** — паровая турбина мощностью 3,5 МВт, **4** — питательный насос, **5** — паровой котел ШБ (15 т/ч), **6** — паровой котел ДЕ (25 т/ч), **7** — бойлер системы теплоснабжения; **8** — водогрейные котлы ПТВМ и ТВГМ; **9** — сетевые насосы; **10** — потребители теплоты

Газовая турбина с котлом-утилизатором идеально вписывается в существующую тепловую схему котельной (см. рис. 6.1). В летнем режиме с мая по сентябрь включительно пар, вырабатываемый котлом-утилизатором, поступает в турбину 1 мощностью 0,75 МВт (см. рис. 6.3), дополнительное количество пара поступает от парового котла ШБ 5 паропроизводительностью 15 т/ч. Пар после турбины поступает в деаэратор, в котором поддерживается давление 0,2 МПа.

В летнем (июнь-июль-август) режиме работы пар, направляемый в бойлер, с избытком обеспечивает нагрузку горячего водоснабжения, поэтому мощность турбины и соответственно расход пара, вырабатываемый котлом-утилизатором, приходится снижать в соответствии с требуемой тепловой нагрузкой в 1,56–1,6 раза. В этот период для покрытия тепловой нагрузки работа других котлов не требуется.



Рис. 6.2. Внешний вид котла № 4 котельной УрФУ ДЕ-25/14. Режимные карты всех в настоящее время установленных котлов приведены в прил. 6.4—6.10



Рис. 6.3. Турбогенератор электрической мощностью 0,75 МВт

В зимний и осенний период с октября по апрель для обеспечения максимальной выработки электрической энергии и покрытия тепловой нагрузки необходима: работа паровых котлов ДЕ-25 6, обеспечивающих паром паровую турбину 3, а также работа водогрейных котлов 8 для полного обеспечения тепловой нагрузки.

В переходный период (май, сентябрь) тепловой нагрузки котельной недостаточно для загрузки паровой турбины мощностью 3,5 МВт, поэтому в работе находятся газовая турбина с котлом-утилизатором и паровая турбина ТГ 0,75 ВА3/6,3 Р13/2, для которой пар вырабатывает котел ШБ.

6.2. Содержание домашнего задания

Определить, при имеющихся исходных данных, выработку электроэнергии на тепловом потреблении в течение месяца, загрузку установленного в котельной оборудования, часовые и среднемесячные расходы топлива на газовую турбину, паровые и водогрейные котлы.

Заданным параметром является месяц либо более длительный период работы котельной.

В качестве исходных данных приняты: расчетные нагрузки на отопление и ГВС для котельной УрФУ (см. табл. П. 6.1); паспортные эксплуатационные данные газовой турбины (см. табл. П. 6.2); диаграмма режимов работы турбогенератора ТГ3,5/6,3 Р12/1,2 (см. рис. П. 6.9); характеристики паровой турбины тепловой мощностью 0,75 МВт (см. табл. П. 6.5); тепловая схема котельной (см. рис. 6.1).

6.3. Расчетные характеристики газовой турбины

Особенностью расчетов тепловых схем с использованием газовых турбин является существенная зависимость всех характеристик турбины от температуры наружного воздуха. Так, с увеличением температуры наружного воздуха от -36 до $+35$ °С электрическая мощность турбины SGT снижается с 6 до 4,5 МВт (см. табл. П. 6.2), уменьшается расход продуктов сгорания, возрастает температура уходящих из газовой турбины продуктов сгорания.

По представленным в табл. П. 6.2 данным нужно рассчитать следующие параметры, необходимые для расчета тепловой схемы ТЭЦ:

КПД газовой турбины как отношение полезно полученной электрической мощности к подведенной теплоте

$$\eta_{\Gamma} = \frac{N_{\Gamma}}{Q_1} \cdot 100, \% \quad (6.1)$$

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания газовой турбины лучше рассчитывать по азотной формуле:

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \cdot \frac{O_2}{N_2}} \quad (6.2)$$

В первом приближении средняя (при различных температурах наружного воздуха) температура уходящих газов может быть принята равной 140 °С, тогда средняя температура продуктов сгорания в котле-утилизаторе может быть рассчитана как

$$t_{\text{cp}} = \frac{t_{\Gamma} + 140}{2} \quad (6.3)$$

При данной температуре определяют среднюю массовую теплоемкость продуктов сгорания в котле-утилизаторе:

$$c_{\Gamma} = \sum c_i \cdot m_i, \quad (6.4)$$

где c_i — массовая теплоемкость i -го компонента при t_{cp} , m_i — массовая доля i -го компонента. Тепловая мощность Q_y , кВт, уносимая продуктами сгорания из газовой турбины, может быть рассчитана как:

$$Q_y = G_{\Gamma} \cdot c_{\Gamma} \cdot t_{\Gamma} \quad (6.5)$$

Тепловосприятие котла-утилизатора $Q_{\text{кы}}^{\text{н}}$, кВт, при температуре наружного воздуха –36 °С и принятой при этом температуре уходящих из котла-утилизатора газов равной $t_{\text{yx}}=140$ °С, может быть рассчитана как

$$Q_{\text{кы}}^{\text{н}} = G_{\Gamma} \cdot c_{\Gamma} \cdot \varphi \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{yx}}), \quad (6.6)$$

где φ — коэффициент сохранения теплоты

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{q_5 + \eta_{\text{кы}}} \quad (6.7)$$

Потери теплоты через ограждения определяют по рис. 1.4, а КПД котла-утилизатора можно приближенно рассчитать как

$$\eta_{\text{кы}} = \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{yx}}}{t_{\text{г}}}. \quad (6.8)$$

С увеличением температуры наружного воздуха (с уменьшением расхода продуктов сгорания и увеличением температуры газов на входе в котел-утилизатор) тепловосприятие котла изменяется незначительно, поэтому температуру уходящих из котла-утилизатора газов можно приближенно рассчитать как:

$$t_{\text{yx}} = t_{\text{г}} - \frac{Q_{\text{кы}}^{\text{н}}}{G_{\text{г}} \cdot c_{\text{г}}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.9)$$

По данным расчетов необходимо построить зависимости электрической мощности газовой турбины $N_{\text{г}}$, расхода продуктов сгорания (отходящих газов) $G_{\text{г}}$, температуры газов на выходе из турбины t_{yx} , количество подведенной к котлу-утилизатору теплоты $Q_{\text{у}}$, КПД котла-утилизатора $\eta_{\text{кы}}$, и температуры уходящих из котла-утилизатора газов t_{yx} в зависимости от температуры наружного воздуха. Все зависимости следует аппроксимировать полиномами различной степени со среднеквадратичным отклонением не менее 0,989.

6.4. Характеристики паровых турбин и определение КПД паросилового цикла

Параметры пара котла-утилизатора соответствуют параметрам установленного в котельной УрФУ парового котла ДЕ-25/14. Котел ДЕ-25/14 по данным эксплуатации вырабатывает слабо перегретый пар давлением 1,4 МПа, с температурой перегретого пара 210 °С. Давление в барабане котла $P_{\text{б}}$ и температуру питательной воды $t_{\text{пв}}$ определяют по режимным картам. Энтальпию насыщенного пара h'' , энтальпию кипящей воды h' и температуру насыщения $t_{\text{с}}$ определяют по [10] в зависимости от давления в барабане. Давление перегретого пара ниже давления в барабане на 0,05 МПа. Энтальпию перегретого пара $h_{\text{пп}}$ определяют по [10] в зависимости от температуры и давления перегретого пара. Процент непрерывной продувки котлов по данным

эксплуатации принимают равным $\Pi = 7\%$. Пар после паровой турбины мощностью 3,5 МВт поступает в бойлер, давление пара в котором P_{60} может меняться от 0,08 до 0,17 МПа.

Характеристика турбины тепловой мощностью 3,5 МВт и технические данные паровой турбины мощностью 0,75 МВт представлены на рис. П. 6.9 и в табл. П. 6.5. При заданных давлении в бойлере P_{60} и температуре перегретого пара по диаграмме (см. рис. П. 6.9) определяют расход пара на паровую турбину, обеспечивающий выработку номинальной электрической мощности.

Для определения энтальпии влажного пара в бойлере h''_6 рассмотрим процесс расширения перегретого пара в турбине (см. рис. 6.4). Подведенная к циклу теплота равна разности энтальпий перегретого пара и энтальпии питательной воды. Теоретическая работа цикла $l_{ц}$ определяется графически по h - S диаграмме (рис. 6.4) при изэнтропном расширении пара от состояния 1 (перегретый пар) до состояния 2т (влажный пар при давлении P_{60}). Определенная таким образом работа цикла составит $l_{ц} = h_{пп} - h_{2т}$, кДж/кг.

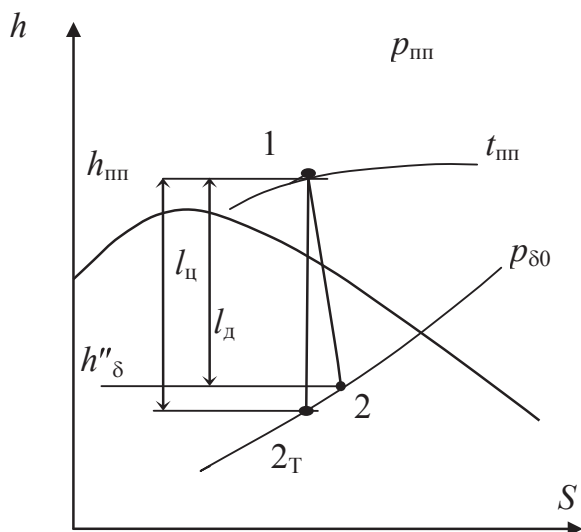


Рис. 6.4. Паросиловой цикл на перегретом паре

Теоретический КПД цикла рассчитывается по выражению

$$\eta_{ц} = \frac{l_{ц}}{h_{пп} - h_{пв}}. \quad (6.10)$$

Действительную работу цикла можно рассчитать по известной мощности турбины и действительному расходу пара:

$$l_d = \frac{N_r}{D_{пп}}. \quad (6.11)$$

Внутренний относительный КПД турбины может быть рассчитан как отношение действительной работы цикла к теоретической работе цикла [3]:

$$\eta_{от} = \frac{l_d}{l_{ц}}. \quad (6.12)$$

Тогда действительный КПД турбины с учетом механических КПД турбины и генератора будет равен:

$$\eta_d = \eta_{ц} \cdot \eta_{от}. \quad (6.13)$$

Энтальпия влажного пара, поступающего в бойлер после парой турбины, определится как разность энтальпии перегретого пара на входе в турбину и действительной работы в турбине, кДж/кг,

$$h_b'' = h_{пп} - l_d. \quad (6.14)$$

Паровая турбина марки ТГ0,75 ВА3/6,3 Р13/2 рассчитана на работу как на насыщенном, так и на перегретом паре. Необходимые для расчета характеристики турбины и параметры насыщенного пара котла ШБ приведены в табл. П. 6.6 и 6.8.

В переходный период и в летний период возможна совместная работа котла-утилизатора и парового котла ШБ, пар из которых будет поступать в паровую турбину мощностью 0,75 МВт. В этом случае на вход в паровую турбину будет поступать смесь слабо перегретого пара от котла-утилизатора и насыщенного пара от котла ШБ.

Энтальпия пара на входе в паровую турбину будет рассчитана как средневзвешенная с учетом расходов пара от котла-утилизатора и от парового котла ШБ. Энтальпия смеси насыщенного и перегретого пара $h'_{пп}$, кДж/кг, может быть определена по выражению:

$$h'_{пп} = \frac{D_{пп} \cdot h_{пп} + D_{нп} \cdot h_{нп}}{D_{пп} + D_{нп}}. \quad (6.15)$$

Точно также можно определить температуру слабо перегретого пара $t'_{пп}$, °С, после смешения:

$$t'_{\text{пп}} = \frac{D_{\text{пп}} \cdot t_{\text{пп}} + D_{\text{нп}} \cdot t_{\text{нп}}}{D_{\text{пп}} + D_{\text{нп}}}. \quad (6.16)$$

Пар после турбины ТГ0,75 поступает в деаэратор, давление в котором равно 0,12 МПа. Энтальпия отработавшего пара и действительный КПД цикла определяются так же, как и для турбины 3,5 МВт по *TS*-диаграмме с использованием выражений (6.10)–(6.14).

6.5. Расчет выработки тепловой и электрической энергии и определение расхода топлива

Последующие расчеты тепловой схемы с целью определения расхода топлива следует проводить в зависимости от среднемесячных температур наружного воздуха, приведенных в климатологическом справочнике [20]. При расчетах в зависимости от среднемесячной температуры воздуха $t_{\text{в}}$ следует рассчитать по полученным ранее аппроксимациям: электрическую мощность газовой турбины; расчетное значение подведенной теплоты; расчетный расход продуктов сгорания после газовой турбины; расчетное значение температуры газов на выходе из газовой турбины; расчетное значение температуры газов, уходящих из котла-утилизатора; КПД газовой турбины.

При теплоте сгорания природного газа $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 7950 \text{ ккал/м}^3 = 33,31 \text{ МДж/м}^3$ расход топлива на газовую турбину, $\text{м}^3/\text{с}$, рассчитывается по выражению:

$$B_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{л}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \frac{N}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{г}}}. \quad (6.17)$$

При рассчитанной температуре уходящих из котла-утилизатора продуктов сгорания средняя температура газов определяется по выражению (6.3). Массовая теплоемкость продуктов сгорания при средней температуре в котле-утилизаторе определяется по выражению (6.4). Количество теплоты, отданное продуктами сгорания в котле-утилизаторе, определяется по выражению (6.6).

Паропроизводительность котла-утилизатора, кг/с , определяется из выражения [1]:

$$D_{\text{ку}} = \frac{Q_{\text{ку}}}{(h_{\text{пп}} - h_{\text{пв}}) + (\Pi/100) \cdot (h' - h_{\text{пв}})}. \quad (6.18)$$

Количество теплоты, отданное паром из котла-утилизатора в бойлере тепловой сети в зимний период, МВт, рассчитывается по выражению:

$$Q_6 = D_{\text{ку}} \cdot \varphi (h_6'' - h_6') \cdot 10^{-3}, \quad (6.19)$$

где расход насыщенного пара из турбины в бойлер равен расходу перегретого пара, поступившего из котла-утилизатора.

Далее полученный в бойлере конденсат охлаждается до 80 °С в охладителе конденсата сетевого бойлера

$$Q_{\text{ок}} = D_{\text{ку}} \cdot \varphi (h_6' - 4,19 \cdot 80) \cdot 10^{-3}, \text{ МВт.} \quad (6.20)$$

Таким образом, теплота, отданная паром котла-утилизатора сетевой воде в бойлере и охладителе конденсата, равняется сумме:

$$Q_{\text{ку}} = Q_6 + Q_{\text{ок}}. \quad (6.21)$$

В летний период пар из паровой турбины подается в деаэратор на деаэрацию. Полученная деаэрированная вода подается в баки-аккумуляторы для нужд ГВС. Полученная при этом теплота конденсации пара в деаэраторе, МВт, может быть рассчитана как:

$$Q_{\text{ку}} = D_{\text{ку}} \cdot \varphi \cdot (h_6'' - h_{\text{пв}}) \cdot 10^{-3}. \quad (6.22)$$

Выработанное количество электрической энергии, млн кВт·ч/мес, при работе газовой турбины в течение месяца рассчитывается как произведение расчетной тепловой мощности N при данной среднемесячной температуре наружного воздуха на количество часов в данном месяце n :

$$W_{\text{г}} = n \cdot N_{\text{г}} \cdot 10^{-3}. \quad (6.23)$$

Выработанное количество тепловой энергии в течение месяца за счет пара, полученного в котле-утилизаторе (за счет работы газовой турбины), тыс. Гкал/мес, можно рассчитать как произведение теплоты переданной теплоносителю тепловых сетей на продолжительность данного месяца n :

$$Q_{\text{г}} = 10^{-6} \cdot n \cdot Q_{\text{ку}} / 1,163. \quad (6.24)$$

В летний (июнь—июль—август) период работы пар, направляемый в бойлер, с избытком обеспечивает нагрузку горячего водоснабжения, поэтому мощность турбины и соответственно расход пара, вы-

рабатываемый котлом-утилизатором, приходится снижать в соответствии с требуемой тепловой нагрузкой в 1,56–1,6 раза. В этот период для покрытия тепловой нагрузки работа других котлов не требуется.

В зимний и осенний период с октября по апрель для обеспечения максимальной выработки электрической энергии и покрытия тепловой нагрузки необходима: работа паровых котлов ДЕ-25, обеспечивающих паром паровую турбину, а также работа водогрейных котлов для полного обеспечения тепловой нагрузки.

В переходный период (май, сентябрь) тепловой нагрузки котельной недостаточно для загрузки паровой турбины мощностью 3,5 МВт, поэтому в работе находятся газовая турбина с котлом-утилизатором и паровая турбина ТГ 0,75 ВА3/6,3 Р13/2, для которой пар вырабатывает котел ШБ (Шухов — Берлин).

Общей тепловой нагрузки ТЭЦ $Q_{\text{общ}}$ с октября по апрель включительно (см. табл. П. 6.1) вполне достаточно для полной загрузки паровой турбины мощностью 3,5 МВт (ТГ-3,5 АС/6,3 Р 12/1,2), для которой пар вырабатывают котлы ДЕ-25/14.

Выработанное количество электроэнергии данной паровой турбиной $W_{\text{п}}$ может быть рассчитано по выражению (6.23), где мощность равна номинальной мощности паровой турбины $N_{\text{п}} = 3,5$ МВт.

Вырабатываемый котлами ДЕ-25/14 перегретый пар поступает в паровую турбину, а затем сбрасывается в бойлер. Требуемая паропроизводительность $D_{\text{п}}$ паровых котлов ДЕ-25/14 рассчитывается как необходимый расход пара для обеспечения номинальной мощности паровой турбины, равной 43 т/ч, за вычетом расхода пара, вырабатываемого котлом-утилизатором.

Требуемое количество теплоты для выработки пара котлами ДЕ-25/14 можно рассчитать из выражения (5.18), МВт,

$$Q_{\text{п}} = D[(h_{\text{пп}} - h_{\text{пв}}) + \Pi/100 \cdot (h' - h_{\text{пв}})] \cdot 10^{-3}. \quad (6.25)$$

Расход топлива на паровые котлы рассчитывается по выражению

$$B_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{п}}}, \quad (6.26)$$

где КПД паровых котлов ДЕ принято по режимным картам (см. табл. П. 6.6, П. 6.8).

Теплота, отданная паром паровых котлов в бойлере тепловой сети в зимний период, рассчитывается по выражению (6.19) при расходе

пара из паровых котлов. Далее полученный в бойлере конденсат охлаждается до 80 °С в охладителе конденсата сетевого бойлера (см. выражение (6.20)). Таким образом, теплота, отданная паром паровых котлов сетевой воде в бойлере и охладителе конденсата, равняется сумме, рассчитанной по выражению (6.21), но только при расходе пара, равном 43 т/ч.

Выработанное количество тепловой энергии, тыс. Гкал/мес, в течение месяца за счет пара, полученного в паровых котлах, можно рассчитать как произведение теплоты, переданной теплоносителю тепловых сетей, на продолжительность данного месяца:

$$Q_{\pi} = 10^{-6} \cdot n \cdot Q_{\pi} / 1,163. \quad (6.26')$$

Необходимое дополнительное количество теплоты $Q_{\text{доп}}$, тыс. Гкал/мес, для покрытия суммарной месячной тепловой нагрузки $Q_{\text{общ}}$ определяется как разность между данной месячной нагрузкой и количествами теплоты, выработанными в бойлере тепловых сетей при работе газовых и паровых турбин за данный период.

$$Q_{\text{доп}} = Q_{\text{общ}} - Q_{\text{г}} - Q_{\text{п}}. \quad (6.27)$$

Покрытие данной тепловой нагрузки осуществляется за счет работы водогрейных котлов.

Расход топлива на водогрейные котлы, м³/ч, рассчитывается по выражению

$$B_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{доп}} \cdot 10^9}{n \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{в}}}, \quad (6.28)$$

где КПД водогрейных котлов принято по режимным картам (см. табл. П. 6.7, 6.11 и 6.12).

6.6. Анализ экономической эффективности парогазовой установки на примере проекта установки газовой турбины в котельной ЭПК УрФУ

Расчет экономической эффективности парогазовой установки производился на основе следующих предпосылок:

- мощность газовой турбины — 4,5 МВт;

- выработка электрической энергии — 37 800 тыс. кВт·ч в год;
- полезный отпуск электроэнергии на нужды ЭПК УрФУ и сторонним потребителям (всего) — 36 700 тыс. кВт·ч в год, в том числе для замещения покупной электроэнергии (на нужды ЭПК УрФУ) — 4 700 тыс. кВт·ч в год по цене 4 руб./кВт·ч без НДС; остальную электроэнергию планируется продавать в сеть по цене приобретения электросетевой компанией, которая в разы меньше цены реализации потребителям (в расчете принята цена 1,5 руб./кВт·ч без НДС);
- капиталовложения в установку в ценах 2018 года — 477,4 млн руб. с НДС;
- выработка тепловой энергии — 60 480 Гкал в год;
- электрический КПД — 27 %;
- источник инвестиций предположительно: 50 % — собственные средства со стоимостью 16 % годовых; 50 % — заемные средства (кредитные ресурсы) под 14 % годовых.
- период амортизации установки — 15 лет.

Кроме расходов на топливо, амортизацию, в расчете экономической эффективности учтены еще текущие общепроизводственные расходы на эксплуатацию установки, а также фонд оплаты труда и социальные взносы для дополнительного обслуживающего персонала.

Индексация цен на газ, электроэнергию, тепловую энергию и прочие составляющие расчета производилась согласно прогнозам социально-экономического развития России, выполненным Министерством экономического развития на 2018–2020 гг.¹ и на период до 2030 года².

Результат расчета суммарного дисконтированного денежного потока представлен на рис. 6.5. Очевидно, что эффективность проекта невысока, дисконтированный срок окупаемости составляет 13 лет. Ситуация усугубляется еще и тем фактом, что в случае установки собственного электрогенерирующего оборудования теплоснабжающие организации сталкиваются с необходимостью заключения договора с энергетиками на поддержание резервной мощности с достаточно существенными платежами за резервную мощность, что еще более снижает эффективность подобных проектов.

¹ URL: http://economy.gov.ru/wps/wcm/connect/2e83e62b-ebc6-4570-9d7b-ae0beba79f63/prognoz2018_2020.pdf?MOD=AJPERES (дата обращения 03.04.2018).

² URL: http://economy.gov.ru/minec/activity/sections/macro/prognoz/doc20130325_06 (дата обращения 03.04.2018).

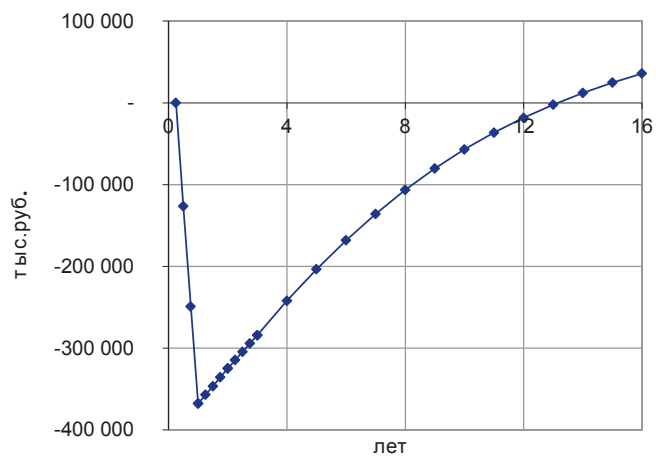


Рис. 6.5. Профиль денежного потока при реализации проекта

7. Расчет энергосберегающих мероприятий на конкретных объектах

7.1. Анализ режимных карт

7.1.1. Исходные данные и содержание работы

По данным режимных карт котельной УрФУ и ОАО «Химмаш» рассчитать:

- 1) КПД по прямому и обратному балансу и сравнить рассчитанный КПД с приведенным КПД в режимных картах.
- 2) Построить зависимости потерь КПД от нагрузки.
- 3) Построить зависимости температуры уходящих газов и коэффициента избытка воздуха от нагрузки.

Режимные карты котлов приведены в табл. П. 6.6–6.18.

Методика расчета изложена в разделе 1.4.

7.1.2. Пример расчета

Проведем анализ режимной карты водогрейного котла КВГМ-50 КТЦ ЭПК УрФУ, представленной в табл. П. 6.7.

Для начала рассчитаем КПД по прямому балансу. Для первого режима рассматриваемого водогрейного котла типа КВГМ-50 КТЦ ЭПК УрФУ: расход топлива $B = 1800 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,5 \text{ м}^3/\text{с}$; расход воды через котел $G_v = 580 \text{ т/ч} = 161,1 \text{ кг/с}$; разница температур прямой и обратной воды $\Delta t = t_2 - t_1 = 90 - 68 = 22 \text{ }^\circ\text{C}$. Теплота сгорания природного газа северных месторождений $Q_n^p = 35,59 \text{ МДж/м}^3$ принята по нормативному методу [1] для газопровода Надым — Пунга — Н. Тура — Свердловск — Челябинск.

Соответственно КПД котла по прямому балансу для первого режима:

$$\eta_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_2 - t_1)}{B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \frac{161,1 \cdot 4,19 \cdot 22}{0,5 \cdot 35,59 \cdot 10^3} = 0,8346 = 83,46 \%$$

По режимной карте для 1 режима работы КПД котла составляет 92,7 %. Соответственно отклонение расчетного значения от значения в режимных картах:

$$\Delta\eta = \frac{\eta_{\text{р}} - \eta_{\text{пр}}}{\eta_{\text{р}}} = \frac{92,7 - 83,46}{92,7} \cdot 100 \% = 9,97 \%$$

Аналогичным образом рассчитываем остальные режимы. Результаты расчетов представлены в табл. 7.1.

Таблица 7.1

**Расчеты КПД котла КВГМ-50 КТЦ ЭПК УрФУ
по прямому балансу в различных режимах**

Наименование режимных параметров	Обозначение	Размерность	Значения режимных параметров в испытанном диапазоне тепловых нагрузок							
Расход воды через котел	$G_{\text{в}}$	т/ч	580	580	580	580	580	580	580	580
		кг/с	161,1	161,1	161,1	161,1	161,1	161,11	161,11	161,11
Теплоемкость воды	$c_{\text{в}}$	кДж/(кг·К)	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19
Перепад температур	Δt	К	22	24	25	29	34	42	45	51
Расход газа	$B_{\text{г}}$	м ³ /ч	1800	2000	2000	2300	2700	3200	3700	4200
		м ³ /с	0,500	0,556	0,556	0,639	0,750	0,889	1,028	1,167
Теплота сгорания газа	$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$	кДж/м ³	35590	35590	35590	35590	35590	35590	35590	35590
КПД по прямому балансу	$\eta_{\text{пр}}$	%	83,46	81,94	85,35	86,10	85,99	89,62	83,05	82,92
По режимным картам	$\eta_{\text{р}}$	%	92,7	92,65	92,41	92,8	92,46	92,26	92,26	92,15
Невязка	Δ	%	9,97	11,56	7,64	7,22	7,00	2,86	9,99	10,02

Для расчета КПД по обратному балансу для первого режима работы котла КВГМ-50 КТЦ ЭПК УрФУ использованы следующие дан-

ные режимных карт: концентрация кислорода $O_2 = 2,3\%$; температура уходящих газов $t_{yx} = 95^\circ\text{C}$; температура холодного воздуха $t_{xb} = 30^\circ\text{C}$; концентрация оксида углерода $CO = 60 \text{ ppm}$; концентрации водорода и метана в продуктах сгорания равны нулю; теплота сгорания оксида углерода равна $Q_{CO} = 12,64 \text{ МДж/м}^3$.

Характеристики топлива: теоретически необходимое количество воздуха $V^0 = 9,44 \text{ м}^3/\text{м}^3$; объем сухих трехатомных газов $V_{RO_2}^0 = 0,99 \text{ м}^3/\text{м}^3$; теоретический объем азота $V_{N_2}^0 = 7,47 \text{ м}^3/\text{м}^3$; теоретический объем водяных паров $V_{H_2O}^0 = 2,13 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах

$$\alpha_{yx} = \frac{21}{21 - O_2} = \frac{21}{21 - 2,3} = 1,12.$$

Значения энтальпий продуктов сгорания I_r и I_b воздуха [1] приведены в табл. 7.2.

Таблица 7.2

Значения энтальпий теоретических продуктов сгорания и воздуха [1]

t	0	100	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
I_r	0	1463	2956	6058	9326	12749	16317	19984	23685	27509	31405	35337
I_b	0	1253	2521	5118	7837	10660	13578	16562	19602	22690	25796	28950

По приведенным в таблице данным строим зависимость энтальпий теоретических продуктов сгорания и воздуха (см. рис. 7.1). И аппроксимируем значения энтальпий полиномами второй степени в зависимости от температуры продуктов сгорания.

Энтальпии воздуха и продуктов сгорания по аппроксимирующим функциям будут иметь следующий вид:

Для воздуха:

$$I_b^0 \Big|_{t=t_{yx}} = 7 \cdot 10^{-4} \cdot t_{yx}^2 + 13,013 \cdot t_{yx} - 114,69 = 7 \cdot 10^{-4} \cdot 95^2 + 13,013 \cdot 95 - 114,69 = 1310 \text{ кДж/м}^3.$$

Для теоретических продуктов сгорания:

$$I_r^0 \Big|_{t=t_{yx}} = 11 \cdot 10^{-4} \cdot t_{yx}^2 + 15,401 \cdot t_{yx} - 163,03 = 11 \cdot 10^{-4} \cdot 95^2 + 15,401 \cdot 95 - 163,03 = 1128 \text{ кДж/м}^3.$$

$$I_{\text{XB}}|_{t=t_{\text{XB}}} = 7 \cdot 10^{-4} \cdot 30^2 + 13,013 \cdot 30 - 114,69 = 276,33 \text{ кДж/м}^3.$$

Энтальпия уходящих газов:

$$I_{\text{YX}}|_{t=t_{\text{YX}}} = I_{\Gamma}^0|_{t=t_{\text{YX}}} + (\alpha_{\text{YX}} - 1) I_{\text{B}}^0|_{t=t_{\text{YX}}} = 1310 + (1,12 - 1) \cdot 1128 = 1445 \text{ кДж/м}^3.$$

Потери тепла с уходящими газами при температуре уходящих газов:

$$q_2 = \frac{I_{\text{YX}} - \alpha_{\text{YX}} I_{\text{XB}}}{Q_{\text{H}}^{\text{p}}} = \frac{1445 - 1,12 \cdot 276,33}{35590} = 0,032 = 3,2 \, \%.$$

Объем сухих продуктов сгорания равен:

$$V_{\text{сг}} = V_{\text{RO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0 + (\alpha_{\text{YX}} - 1) V^0 = 0,99 + 7,47 + (1,12 - 1) \cdot 9,44 = 9,59 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Потери теплоты с химической неполнотой сгорания:

$$q_3 = \frac{(Q_{\text{CO}} \cdot \text{CO} + Q_{\text{H}_2} \cdot \text{H}_2 + Q_{\text{CH}_4} \cdot \text{CH}_4)}{100 Q_{\text{H}}^{\text{p}}} \cdot V_{\text{сг}} = \frac{12640 \cdot 60 \cdot 10^{-6}}{35590} \cdot 9,59 = 2,04 \cdot 10^{-4} = 0,0204 \, \%.$$

Режимная мощность котла:

$$Q = G_{\text{B}} c \Delta t = 161,1 \cdot 4,19 \cdot 22 = 14850 \text{ кВт}.$$

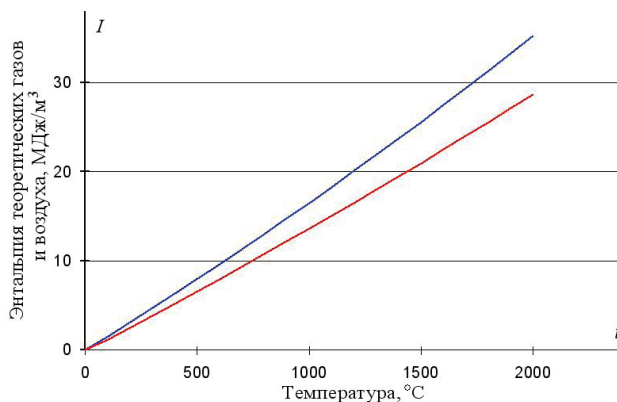


Рис. 7.1. Зависимость энтальпий теоретических продуктов сгорания и воздуха от температуры

Для определения потерь q_5 рассчитаем соответствующую номинальной тепловой мощности котла паропроизводительность, считая пар насыщенным при давлении 1,4 МПа, что соответствует энтальпии пере-

гретого пара, равной $h'' = 2788$ кДж/кг. Энтальпию питательной воды примем равной 440 кДж/кг, что соответствует температуре питательной воды, равной 105 °С. Тогда соответствующий расход пара составит:

$$D = \frac{Q_{\text{НОМ}}}{(h'' - h_{\text{ПВ}})} = \frac{1,163 \cdot 50 \cdot 10^3}{(2788 - 440)} = 24,77 \text{ кг/с.}$$

Номинальные потери теплоты от наружного охлаждения для КВГМ-50 ($50 \cdot 1,163 = 58,15$ МВт) по аппроксимации, приведенной на рис. 1.4, будут составлять:

$$q_5^{\text{НОМ}} = \frac{2,81}{24,77^{0,41}} = 0,72 \text{ \%}.$$

Потери теплоты от наружного охлаждения при режимной мощности 14,85 МВт:

$$q_5 = q_5^{\text{НОМ}} \cdot \frac{Q_{\text{НОМ}}}{Q} = 0,72 \cdot \frac{58150}{14850} = 2,82 \text{ \%}.$$

КПД котла по обратному балансу для первого режима:

$$\eta = 100 - q_2 - q_3 - q_5 = 100 - 3,2 - 0,0204 - 2,82 = 93,96 \text{ \%}.$$

По режимным картам КПД котла составляет 92,7 %. Соответственно отклонение расчетного значения от значения в режимных картах:

$$\Delta\eta = \frac{|92,7 - 93,96|}{92,7} \cdot 100 \text{ \%} = 1,36 \text{ \%}.$$

Остальные расчеты в различных режимах представлены в табл. 7.3.

Таблица 7.3

**Расчеты КПД котла КВГМ-50 КТЦ ЭПК УрФУ
по обратному балансу в различных режимах**

Наименование режимных параметров и ТЭП котлоагрегата	Обозначение	Размерность	Значения режимных параметров в испытанном диапазоне тепловых нагрузок							
Режимная нагрузка	Q_k	кВт	14851	16201	16876	19577	22952	28352	30378	34428
Потери тепла с уходящими газами	q_2	%	3,20	3,55	3,85	3,91	4,62	5,26	5,46	5,72
Концентрация кислорода в уходящих газах перед дымососом (по Testo)	$O_{2, \text{yx}}$	%	2,3	2,4	2,7	2,2	1,9	1,8	1,8	1,9

Окончание табл. 7.2

Наименование режимных параметров и ТЭП котлоагрегата	Обозначение	Размерность	Значения режимных параметров в испытанном диапазоне тепловых нагрузок							
Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах	α_{yx}	%	1,12	1,13	1,15	1,12	1,10	1,09	1,09	1,10
Температура уходящих газов	t_{yx}	°C	95	102	107	110	126	140	144	149
Энтальпии воздуха и продуктов сгорания теоретические	I^0_{Γ}	кДж/м ³	1310	1419	1497	1544	1795	2015	2078	2156
	$I^0_{\text{в}}$	кДж/м ³	1128	1220	1286	1325	1536	1721	1774	1840
Энтальпия уходящих газов	I_{yx}	кДж/м ³	1449	1577	1687	1699	1948	2176	2244	2339
Температура холодного воздуха	$t_{xв}$	°C	30	30	30	30	30	30	30	30
Энтальпия холодного воздуха	$I_{xв}$	кДж/м ³	276,33	276,33	276,33	276,33	276,33	276,33	276,33	276,33
Потери тепла с химнедожогом	q_3	%	0,0204	0,0344	0,0035	0,0034	0,0184	0,0083	0,0100	0,0083
Концентрация продуктов неполного сгорания в уходящих газах, перед дымососом (по Testo)	CO_{yx}	ppm	60	100	10	10	55	25	30	25
Теплота сгорания СО	Q_{CO}	кДж/м ³	12640	12640	12640	12640	12640	12640	12640	12640
Объем сухих газов	$V_{\text{сг}}$	м ³ /м ³	9,59	9,68	9,85	9,56	9,40	9,35	9,35	9,40
Потери тепла через обмуровку	q_5	%	2,82	2,51	2,41	2,07	1,77	1,43	1,34	1,18
Номинальная нагрузка	$Q_{\text{к}}^{\text{ном}}$	Гкал/с	50	50	50	50	50	50	50	50
		МВт	58,15	58,15	58,15	58,15	58,15	58,15	58,15	58,15
Потери при номинальном режиме	$q_5^{\text{н}}$	%	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72
КПД по обратному балансу	$\eta^{\text{обр}}$	%	93,96	93,91	93,74	94,01	93,59	93,29	93,20	93,09
По режимным картам	$h_{\text{бр}}$	%	92,7	92,65	92,41	92,8	92,46	92,26	92,26	92,15
Невязка	$\Delta\eta$	%	1,36	1,36	1,44	1,31	1,23	1,12	1,02	1,02

Ниже на рис. 7.2–7.6 представлены графики зависимостей КПД, потерь теплоты, температуры уходящих газов и коэффициента избытка воздуха в зависимости от нагрузки.

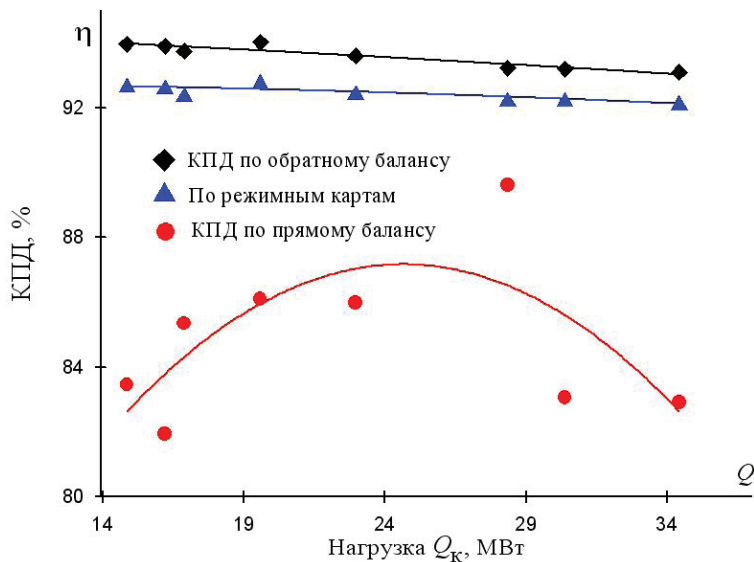


Рис. 7.2. Зависимость КПД от нагрузки

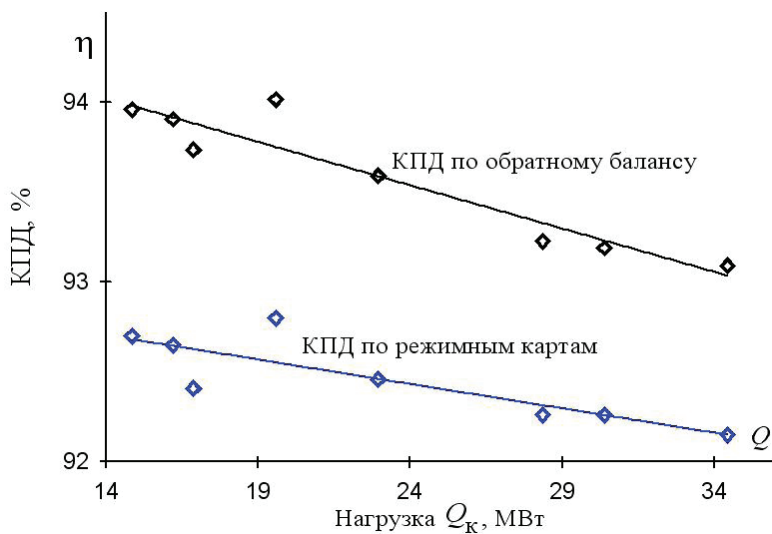


Рис. 7.3. Сравнение КПД котла по обратному балансу и по режимным картам

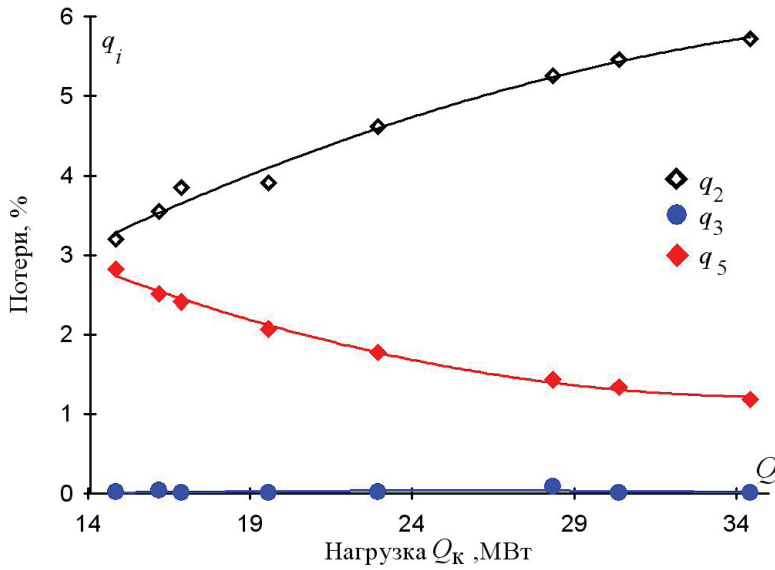


Рис. 7.4. Зависимость потерь КПД от нагрузки

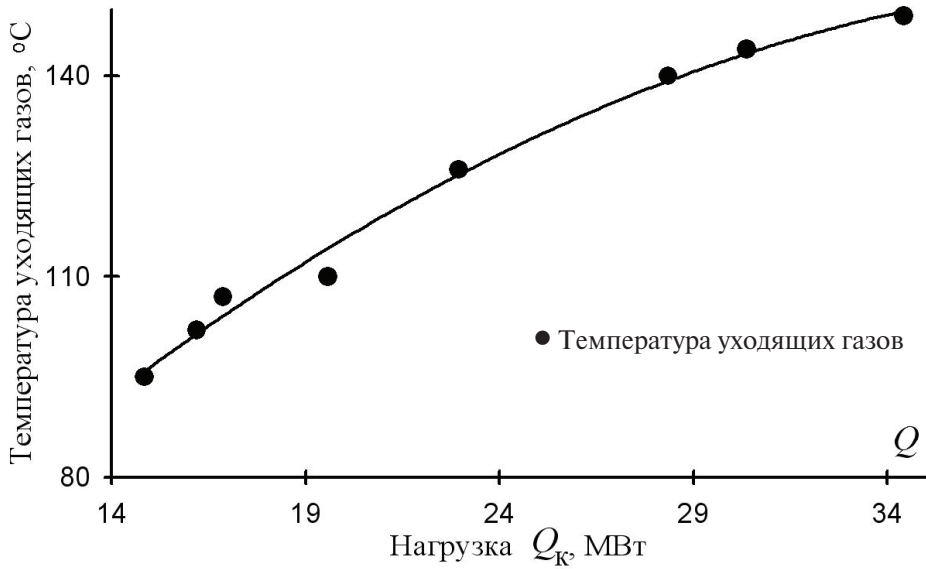


Рис. 7.5. Зависимость температуры уходящих газов от нагрузки

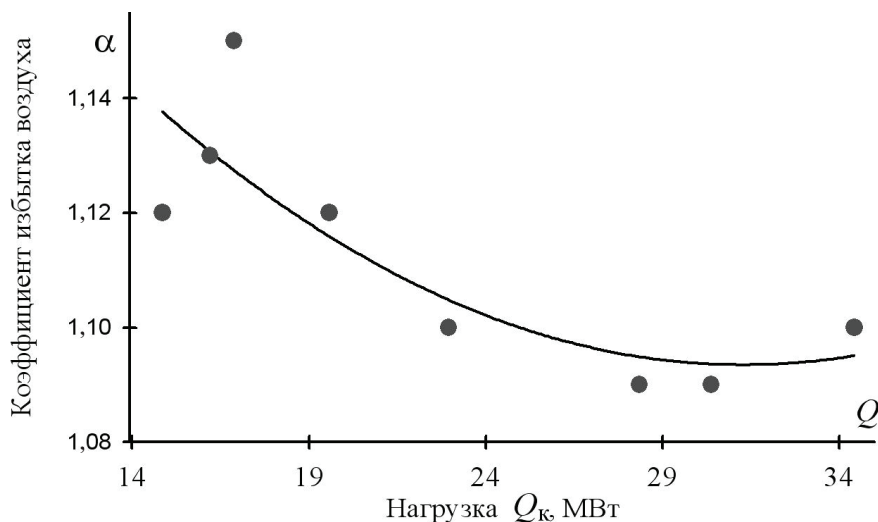


Рис. 7.6. Зависимость коэффициента избытка воздуха от нагрузки

7.2. Эффективность установки воздухоподогревателей

7.2.1. Рекомендации по расчету воздухоподогревателя

Водогрейные котлы, сжигающие газообразное топливо, как правило, не нуждаются в воздухоподогревателях, если в номинальном режиме температура уходящих газов достаточно низка. У некоторых котлов, например у котла КВГМ-180, температура уходящих газов в номинальном режиме составляет 175 °С. В этом случае одним из малозатратных мероприятий, обеспечивающих низкий срок окупаемости проекта, является установка за котлом воздухоподогревателя.

При конструктивном расчете воздухоподогревателя (ВЗП) заданными параметрами являются: расход топлива на котел B_1 , температура газов за котлом t_r , коэффициент избытка воздуха α_r и исходный КПД котла η_1 .

При известных значениях t_r и α_r определяют энтальпию уходящих газов I_r и по выражению (1.24) потери теплоты с уходящими газами

$$q_2 = \frac{I_{yx} - \alpha I_{xb}}{Q_H^p} 100 \, \%.$$

После установки воздухоподогревателя за котлом температура газов уходящих газов снизится до значения t_{yx} . Соответственно (при неизменном избытке воздуха) уменьшатся потери теплоты $q_{2,2}$ до значения

$$q'_2 = \frac{I'_{yx} - \alpha I_{xb}}{Q_H} 100 \%$$

и КПД котельного агрегата возрастет

$$\eta' = 100 - q'_2 - q_5.$$

Таким образом, установка ВЗП приводит к снижению расхода топлива:

$$B' = B \frac{\eta}{\eta'},$$

что позволяет рассчитать годовую экономию при известной цене Π_T топлива как:

$$\Xi_T \approx \Delta B \cdot \Pi_T = (B - B') \cdot N \cdot \Pi_T,$$

где N — число часов работы котла в течение года.

Теплота Q , отданная продуктами сгорания, рассчитывается как:

$$Q = B [V_r^0 + V^0 (\alpha - 1)] c_r (t_{yx} - t'_{yx}).$$

Необходимая площадь поверхности теплообмена ВЗП F рассчитывается из выражения

$$F = \frac{Q}{k \Delta t}.$$

Как правило, для котлов небольшой теплопроизводительности, используют одноходовой воздухоподогреватель (рис. 7.7).

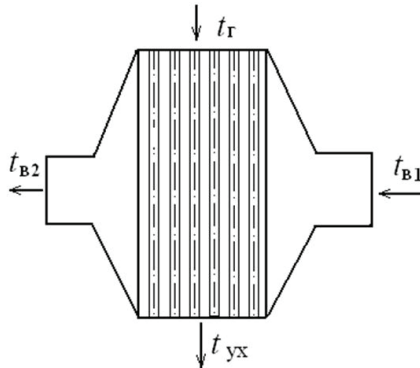


Рис. 7.7. Схема движения потоков в воздухоподогревателе

Температурный напор при поперечном токе рассчитывают [1] как при противотоке, но с использованием поправок на поперечный ток.

Тепловой напор при поперечном противоточном движении Δt в первом приближении можно рассчитывать как при противотоке $\Delta t_{\text{прт}}$, но с учетом температурной поправки ε .

$$\Delta t = \varepsilon \cdot \Delta t_{\text{прт}}.$$

Для чисто противоточного движения теплоносителей (обозначения см. на рис. 7.9) температурный напор можно записать как $\Delta t_{\text{прт}} = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)$, где $\Delta t_6 = t_{\text{г}} - t'_{\text{в}}$, $\Delta t_m = t_{\text{yx}} - t_{\text{xb}}$.

Для определения поправочного коэффициента ε предварительно рассчитывают: полный температурный перепад по газам $\tau_1 = t_{\text{г}} - t_{\text{yx}}$ и полный температурный перепад по воздуху $\tau_2 = t'_{\text{в}} - t_{\text{xb}}$. Вспомогательный коэффициент R представляет собой отношение полных перепадов температур той среды, у которой он больше, чем перепад температур второй среды. Теплоемкость и расход продуктов сгорания всегда больше, чем теплоемкость и расход воздуха. Поэтому перепад температур по воздуху будет всегда больше перепада температур по газам, следовательно, $R = \tau_2 / \tau_1$.

Вспомогательный коэффициент P представляет собой отношение меньшего перепада температур (т.е. перепада температур по газам) к разнице начальных температур греющей и обогреваемой среды $P = \tau_1 / (t_{\text{г}} - t_{\text{в1}})$. По рис. 7.8 (номограмма 21 [1]) в зависимости от параметров P и R определяют поправочный коэффициент ε . Цифры на кривых верхней половины номограммы (см. рис. 7.8) в общем случае соответствуют числу ходов по воздуху. При числе ходов больше четырех поправка $\varepsilon = 1$. Для воздухоподогревателей число ходов, как правило, не превышает двух, поэтому поправка ε всегда меньше единицы и необходим ее учет.

Для расчета коэффициента теплопередачи необходимо задаться конструктивными параметрами воздухоподогревателя (см. рис. 7.9).

Коэффициент теплопередачи в конвективных гладкотрубных пучках рассчитывают по выражению

$$k = \frac{\psi \alpha_1}{1 + \alpha_1 / \alpha_2},$$

где α_1 и α_2 — соответственно коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке труб воздухоподогревателя и стенки ВЗП к воздуху; ψ — коэффициент эффективности использования поверхности (для воздухоподогревателей $\psi = 0,95$).

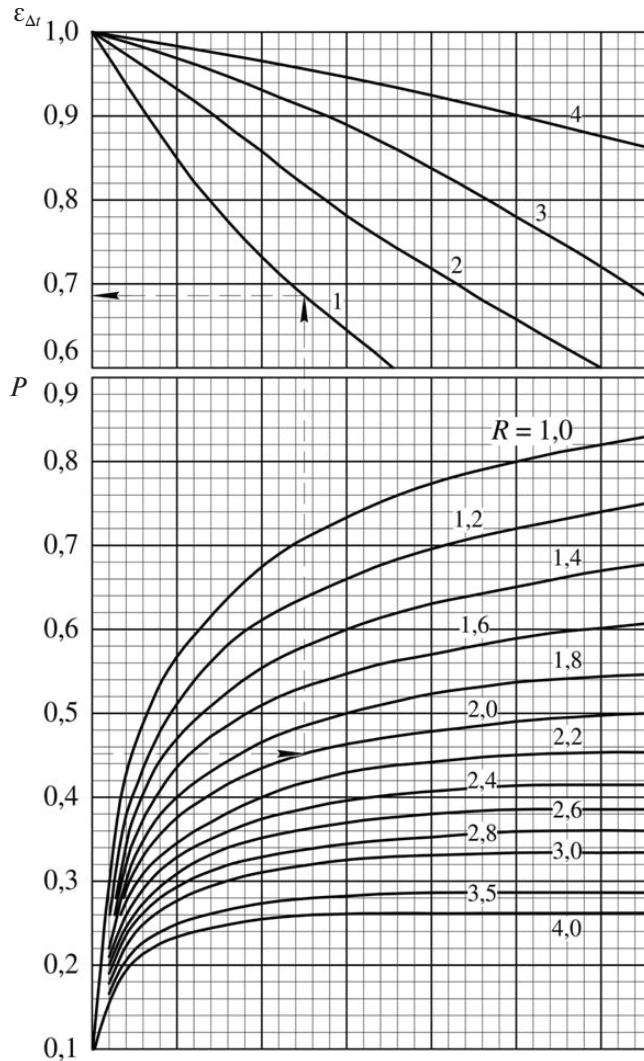


Рис. 7.8. Поправочный коэффициент для расчета температурного напора

Коэффициенты конвективной теплоотдачи прежде всего зависят от скорости потоков, для расчета которых необходимо определение площади свободного сечения для прохода газов. При заданных средних скоростях продуктов сгорания и воздуха рассчитывают площади свободного сечения для прохода газов и воздуха:

$$f_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{w_{\Gamma}} \cdot \frac{\bar{t}_{\Gamma} + 273}{273}; f_{\text{В}} = \frac{G_{\text{В}}}{w_{\text{В}}} \cdot \frac{\bar{t}_{\text{В}} + 273}{273}.$$

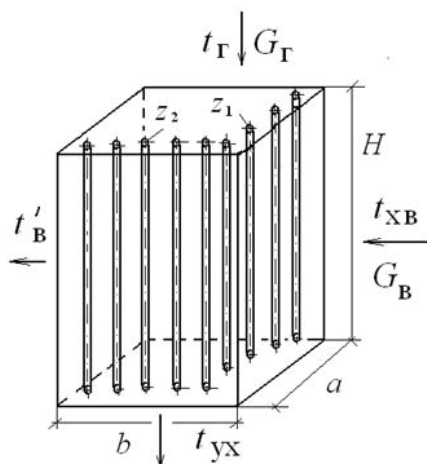


Рис. 7.9. Определение конструктивных параметров ВЗП

Площадь свободного сечения для прохода газов внутри труб рассчитывается как $f_{\Gamma} = n \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4}$, отсюда, при известной f_{Γ} , рассчитывают общее число труб n . Общее число труб связано с числом труб в поперечном по ходу воздуха n_1 и продольном направлении n_2 очевидным соотношением $n = n_1 \cdot n_2$. При известном числе труб в поперечном n_1 и продольном n_2 направлении, задаваясь шагом между трубами s_1 и s_2 , можно рассчитать ширину a и глубину b воздухоподогревателя $a = b = (n_1 + 1) \cdot s$. Высота воздухоподогревателя может быть определена по требуемой величине площади свободного сечения для прохода воздуха $H = f_{\Gamma} / (a - n_1 \cdot d_{\text{н}})$.

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к охлаждаемому газу рассчитывается из уравнения [1] для продольного омывания для дымовых газов: $Nu_{\text{в}} = 0,023 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_l \cdot C_d \cdot C'_{\phi}$. Здесь поправочный коэффициент на относительную длину $C_l = 1$ при отношении $l/d > 50$. Поправочный коэффициент C_{ϕ} принимают по номограмме 11 нормативного метода [1] в зависимости от средней температуры газов и содержания водяных паров.

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке труб рассчитывают из уравнения для поперечного омывания коридорного либо шахматного пучка. Для коридорного пучка $Nu = 0,2 Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \cdot C_s \cdot C_z \cdot C_{\phi}$. Поправки на число рядов C_z и относительные шаги C_s принимают по но-

мограммам нормативного метода [1]. Поправочный коэффициент C_ϕ принимают по номограмме 11 нормативного метода [1] в зависимости от средней температуры газов и содержания водяных паров.

При известных конструктивных характеристиках можно рассчитать массу воздухоподогревателя, как сумму масс трубного пучка $M_{тр} = \rho_m \cdot n \cdot \pi \cdot d_{ср} \cdot \delta \cdot H$, трубных решеток $M_p = 2 \cdot a \cdot b \cdot \delta_p \cdot \rho_m$, и массу ограждений ВЗП $M_o = (a + b) \cdot H \cdot \delta_o \cdot \rho_m$. При известной массе металла $M_\Sigma = M_{тр} + M_p + M_o$ и стоимости одного килограмма Π_m ориентировочные затраты на изготовление и монтаж воздухоподогревателя составят $Z_{вп} \approx 2 \cdot M_\Sigma \cdot \Pi_m$.

При анализе экономической эффективности установки воздухоподогревателя для котла ТВГМ-30 (см. рис. 7.10 и 7.11) рассчитывали годовую экономию топлива за счет увеличения КПД котла при различной температуре уходящих газов. Капитальные затраты на установку воздухоподогревателя (в ценах 2018 г.) определяли по стоимости металла с учетом неизбежных потерь, расходов на доставку и монтаж. Срок окупаемости с учетом дисконтирования определяли по выражению (5.22) при ставке дисконтирования 10 % годовых. Величину денежного потока от эксплуатации проекта упрощенно принимали равной сумме чистой прибыли и амортизации.

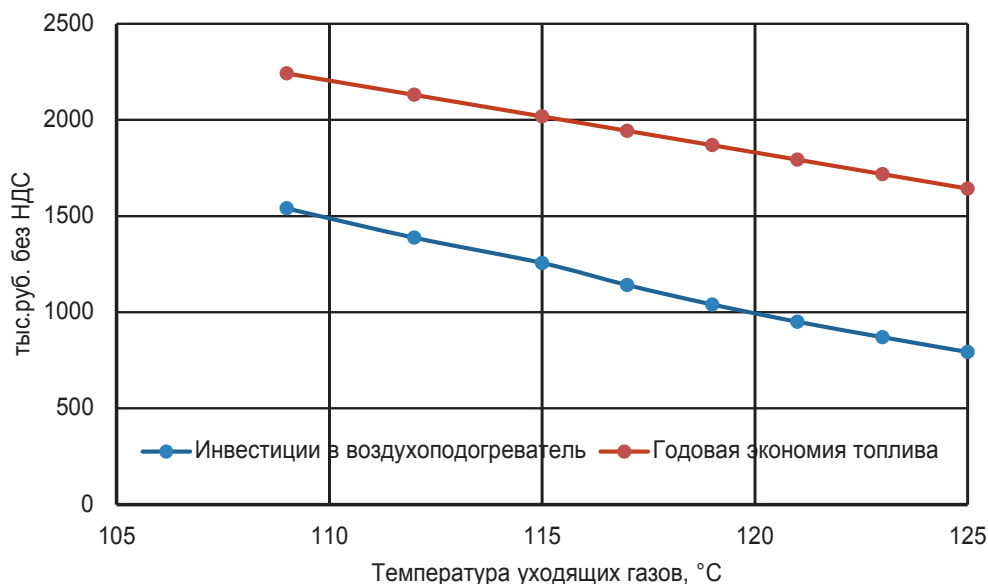


Рис. 7.10. Годовая экономия топлива и затраты на установку воздухоподогревателя для котла ТВГМ-30

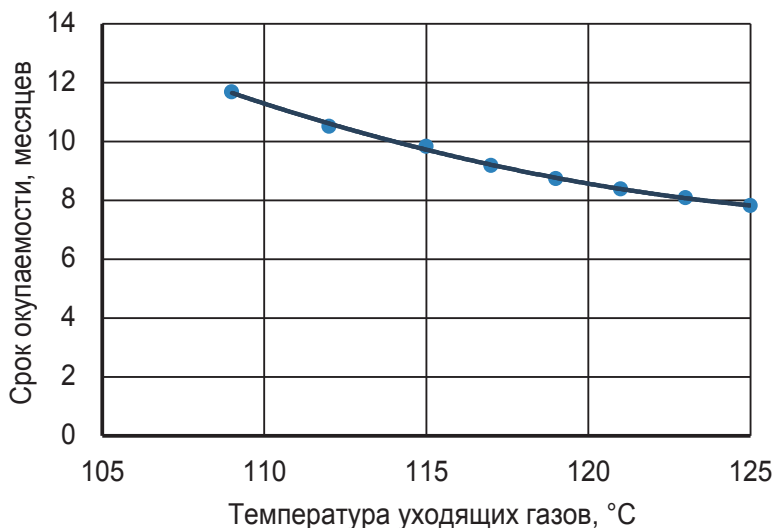


Рис. 7.11. Зависимость срока окупаемости воздухоподогревателя от температуры уходящих газов

Расчеты показали, что снижение температуры уходящих газов до диапазона 109–125 °С окупается за 8–12 месяцев. При охлаждении продуктов сгорания до более низких температур, вплоть до температуры точки росы, возникают дополнительные затраты, связанные с увеличением поверхности воздухоподогревателя и обеспечением надежной работы дымовой трубы. Но при этом существенно возрастает КПД за счет использования теплоты парообразования водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания. Зависимость дисконтного срока окупаемости от температуры уходящих газов неплохо аппроксимируется полиномом второй степени с достоверностью 0,9979.

7.2.2. Конструктивный расчет воздухоподогревателя за котлом ТВГМ-30

Характеристики котла ТВГМ-30 по данным режимной карты (см. табл. П. 6.11): номинальная мощность котла — 29,3 Гкал/ч (34,08 МВт), расход топлива 4000 м³/ч, расход воды на котел 370 т/ч; температура уходящих газов 170 °С; коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,06$; КПД котла 93 %. Теплоемкость продуктов сгорания $c_r = 1,4$ кДж/(м³·К), теплоемкость воздуха $c_b = 1,3$ кДж/(м³·К).

Характеристики топлива: теоретически необходимое количество воздуха $V^0 = 9,44$ м³/м³; объем сухих трехатомных газов $V_{\text{RO}_2}^0 = 0,99$ м³/м³;

теоретический объем азота $V_{N_2}^0 = 7,47 \text{ м}^3/\text{м}^3$; теоретический объем водяных паров $V_{H_2O}^0 = 2,13 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Низшая теплота сгорания $Q_H^p = 33,52 \text{ МДж}/\text{м}^3$.

Объемы и расходы воздуха и продуктов сгорания при номинальной нагрузке котла: расход топлива $B = 4000 / 3600 = 1,11 \text{ м}^3/\text{с}$; расход воздуха $G = B \cdot \alpha \cdot V^0 = 1,11 \cdot 1,06 \cdot 9,44 = 11,11 \text{ м}^3/\text{с}$.

Объем продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} V_r &= V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 + (\alpha_{yx} - 1)V^0 = \\ &= 0,99 + 7,47 + 2,13 + (1,06 - 1) \cdot 9,44 = 11,16 \text{ м}^3/\text{м}^3. \end{aligned}$$

Расход продуктов сгорания:

$$G_r = B \cdot V_r = 1,11 \cdot 11,16 = 12,37 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пусть мы хотим снизить температуру уходящих газов в номинальном режиме до 115°C . Тогда теплота, переданная продуктам сгорания, составит в номинальном режиме:

$$Q_r = c_r \cdot G_r \cdot (t_{yx} - t_2) = 1,3 \cdot 12,37 \cdot (170 - 115) = 954 \text{ кВт}.$$

При этом температура подогретого воздуха возрастет до

$$t'_B = t_{xB} + \frac{Q}{c_B \cdot G_B} = 30 + \frac{954}{1,3 \cdot 11,11} = 96,04^\circ\text{C}.$$

Средняя температура газов в ВЗП равна $(170 + 115)/2 = 142,5^\circ\text{C}$.

Средняя температура воздуха в ВЗП равна $(30 + 96,04)/2 = 63,02^\circ\text{C}$.

Рекомендуемые скорости составляют: для газов и воздуха $8\text{--}15 \text{ м}/\text{с}$.

Площадь сечения для прохода газов составляет

$$f_r = \frac{G_r}{w_r} \cdot \frac{\bar{t}_r + 273}{273} = \frac{12,37}{11} \cdot \frac{142,5 + 273}{273} = 1,71 \text{ м}^2.$$

Площадь сечения для прохода воздуха составляет

$$f_B = \frac{G_B}{w_B} \cdot \frac{\bar{t}_B + 273}{273} = \frac{11,11}{10} \cdot \frac{63,02 + 273}{273} = 1,37 \text{ м}^2.$$

Диаметр труб воздухоподогревателя $33 \times 1,5$.

Внутренний диаметр труб ВЗП $0,03 \text{ м}$.

Площадь поперечного сечения одной трубки

$$f_{\text{тр}} = \frac{\pi}{4} d_{\text{вн}}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,03^2 = 7,065 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Число трубок ВЗП $n = \frac{f_{\text{г}}}{f_{\text{тр}}} = \frac{1,71}{7,065} \cdot 10^4 = 2425$, число трубок в одном ряду $n_1 = \sqrt{n} = \sqrt{2425} \approx 49$, число рядов $n_2 = n / n_1 = 2425 / 49 \approx 49$. Относительный шаг принимаем равным 1,5, тогда сечение ВЗП будет равным $a = b = (n_1 + 1) \cdot \sigma \cdot d_{\text{н}} = (49 + 1) \cdot 1,5 \cdot 33 \cdot 10^{-3} = 2,48 \text{ м}$.

Высота ВЗП будет равна

$$H = \frac{f_{\text{в}}}{(a - n_1 \cdot d_{\text{н}})} = \frac{1,37}{(2,48 - 49 \cdot 0,033)} = 1,59 \text{ м}.$$

Площадь поверхности теплообмена составит

$$F = \pi \cdot d \cdot n \cdot H = 3,14 \cdot 0,033 \cdot 49 \cdot 49 \cdot 1,59 = 400,4 \text{ м}^2.$$

Больший температурный напор при противотоке

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{yx}} - t_{\text{xb}} = 115 - 30 = 85 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Меньший температурный напор составит

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{г}} - t'_{\text{в}} = 170 - 96,04 = 73,96 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температурный напор при чистом противотоке составит

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{85 - 73,96}{\ln(85/73,96)} = 79,48 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Полный температурный перепад по газам

$$\tau_1 = t_{\text{г}} - t_{\text{yx}} = 170 - 115 = 55 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Полный температурный перепад по воздуху

$$\tau_2 = t'_{\text{в}} - t_{\text{xb}} = 96,04 - 30 = 66,04 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Вспомогательный коэффициент

$$R = \tau_2 / \tau_1 = 66,04 / 55 = 1,2.$$

Вспомогательный коэффициент

$$P = \tau_1 / (t_r - t_{в1}) = 55 / (170 - 30) = 0,39.$$

Поправочный коэффициент ε , определенный по рис. 7.8, составил $\varepsilon = 0,94$.

Температурный напор с учетом поправочного коэффициента

$$\Delta t = \varepsilon \cdot \Delta t_{\text{прт}} = 79,48 \cdot 0,94 = 74,71 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплофизические параметры воздуха при средней температуре $62,42 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\lambda = 0,028 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \nu = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr} = 0,691.$$

Теплофизические параметры продуктов сгорания при средней температуре $143 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\lambda = 0,038 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \nu = 2,93 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr} = 0,667.$$

Поправочные коэффициенты $C_l = 1$; $C_d = 1$; $C'_\phi = 1,26$.

Число Нуссельта при продольном течении продуктов сгорания внутри труб воздухоподогревателя

$$\begin{aligned} \text{Nu}_r &= 0,023 \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot C_l \cdot C_d \cdot C'_\phi = \\ &= 0,023 \cdot \left(\frac{11 \cdot 0,03}{1,8} \cdot 10^5 \right)^{0,8} \cdot 0,691^{0,4} \cdot 1,26 = 42,96. \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны газов

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_r \cdot \lambda_r}{d_{\text{вн}}} = \frac{42,96 \cdot 0,038}{0,03} = 54,42 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Число Нуссельта при поперечном обтекании коридорного пучка воздухом труб воздухоподогревателя

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,2 \text{Re}^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot C_s \cdot C_z \cdot C_\phi = \\ &= 0,2 \cdot \left(\frac{10 \cdot 0,033}{2,93} \cdot 10^5 \right)^{0,65} \cdot 0,67^{0,33} \cdot 1,2 = 82,48. \end{aligned}$$

Поправки: $C_s = 1$ при $\sigma_1 = 1,5$, $C_z = 1$ при $z > 10$, $C_\phi = 1,2$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_\text{в} \cdot \lambda_\text{в}}{d_\text{н}} = \frac{82,48 \cdot 0,028}{0,033} = 97,54 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{\psi \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,95 \cdot 54,42}{1 + \frac{54,42}{97,54}} = 33,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тепловосприятие воздухоподогревателя

$$Q_T = k \cdot F \cdot \Delta t = 33,18 \cdot 400,4 \cdot 74,71 / 1000 = 993 \text{ кВт}.$$

Поскольку невязка теплового баланса

$$\frac{Q - Q_T}{Q_T} \cdot 100 = \frac{993 - 954}{993} \cdot 100 = 3,9\%$$

менее 5 %, считаем, что расчет закончен.

Библиографический список

1. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Издание 3-е, переработанное и дополненное. Санкт-Петербург : Издательство НПО ЦКТИ, 1998.
2. Хзмалян Д. М. Теория горения и топочные устройства : учебное пособие для студентов высш. учеб. заведений / Д. М. Хзмалян, Я. А. Каган ; под ред. Д. М. Хзмаляна. Москва : Энергия, 1976. 488 с.
3. Рациональное использование газа в энергетических установках : справочное руководство / Р. Б. Ахмедов [и др.]. Ленинград : Недра, 1990. 423 с.
4. Данилов О. Л. Использование вторичных энергетических ресурсов / О. Л. Данилов, В. А. Мунц. Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2008. 154 с.
5. Баскаков А. П. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии : учебник для вузов / А. П. Баскаков, В. А. Мунц. Москва : Издательский дом «БАСТЕТ», 2013. 368 с.
6. Теплотехника : учебное пособие для вузов / А. П. Баскаков [и др.] ; под ред. А. П. Баскакова. Москва : Энергоиздат, 1982. 264 с.
7. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха : справочное пособие / Л. Д. Богуславский [и др.] ; под ред. Л. Д. Богуславского и В. И. Ливчака. Москва : Стройиздат, 1990. 624 с.
8. Тепло- и массообмен : теплотехнический справочник / Е. В. Аметистов [и др.] ; под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. Москва : Энергоатомиздат, 1982. 512 с.
9. Ларионов Н. Н. Теплотехника : учеб. для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. Москва : Стройиздат, 1985. 432 с.
10. Соснин Ю. П. Высокоэффективные газовые контактные водонагреватели / Ю. П. Соснин, Е. Н. Бухаркин. 4-е изд., испр. и доп. Москва : Стройиздат, 1988. 376 с.
11. Леонтьев С. А. Расчеты поверхностей и коэффициентов теплообмена в насадке из неупорядоченных колец Раши-

- га / С. А. Леонтьев // Промышленная теплоэнергетика. 2005. № 4. С. 43–46.
12. Кудинов А. А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках / А. А. Кудинов. Ульяновск : УлГТУ, 2000. 139 с.
13. Александров А. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара : справочник / А. А. Александров, Б. А. Григорьев. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных. ГСССД Р-776-98. Москва : Издательство МЭИ, 2003. 168 с.: ил.
14. Безлепкин В. П. Парогазовые и паротурбинные установки электростанций / В. П. Безлепкин. Санкт-Петербург : Изд-во СПбГТУ, 1997. 295 с.
15. Цанеев С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций : учебное пособие для вузов / С. В. Цанеев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов ; под ред. С. И. Цанеева. Москва : Изд-во МЭИ, 2002. 584 с.
16. Технологические схемы и показатели экономичности ПГУ с впрыском пара в газовый тракт / О. Н. Фаворский, С. В. Цанеев, В. Д. Буров, Д. В. Карташов // Теплоэнергетика. 2005. № 4. С. 28–34.
17. Костюк А. Г. Газотурбинные установки : учеб. пособие для вузов / А. Г. Костюк, А. Н. Шерстюк. Москва : Высш. школа, 1979. 254 с.
18. Поршаков Б. П. Газотурбинные установки : учеб. для вузов / Б. П. Поршаков. Москва : Недра, 1992. 238 с.
19. Siemens Industrial Turbomachine Ltd. Коммерческое предложение для Экспериментально-производственного комбината Уральского федерального университета. Строительство когенерационной установки. Екатеринбург, 2001.
20. Строительная климатология. СНиП 23-01-99. Государственный комитет РФ по строительству и жилищно-коммунальному комплексу. Москва : Госстрой России, 2003.
21. Паспорт на турбину ТГ 0,75 ВА3/6,3 Р13/2. Калужский турбинный завод. Калуга, 2001.
22. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции / В. Я. Рыжкин. Москва : Энергаториздат, 1987.
23. Соколов Е. Я. О способах распределения расходов топлива на ТЭЦ / Е. Я. Соколов // Теплоэнергетика. 1992. № 9. С. 55–59.

24. Кольцова И. В. Практика финансовой диагностики и оценки проектов / И. В. Кольцова, Д. А. Рябых. Москва : Вильямс, 2007.
25. Виленский П. Л. Оценка эффективности инвестиционных проектов / П. Л. Виленский, В. Н. Лившиц, С. А. Смоляк. Москва : Дело, 2004
26. Беренс В. Руководство по подготовке промышленных технико-экономических исследований / В. Беренс, П. М. Хавранек. Вена : ЮНИДО, 1995.
27. Мунц Ю. Г. Разработка экономической части бизнес-плана инвестиционного проекта: учебно-методическое пособие / Ю. Г. Мунц, Т. Ю. Чазова. Екатеринбург : ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2006.
28. Стоянова Е. С. Финансовый менеджмент в условиях инфляции / Е. С. Стоянова. Москва : Перспектива, 1994.

Задачи к главе 1

Задача 1.1

Задан состав топлива в газообразном состоянии: $\text{CH}_4 = 50\%$; $\text{H}_2 = 25\%$; $\text{CO} = 25\%$. Определить тепловую мощность, если расход топлива равен $B = 3000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Задача 1.2

Концентрация кислорода в исходной смеси метан–воздух составляет $\text{O}_2 = 16$. Определить коэффициент избытка воздуха.

Задача 1.3

Задан состав газообразного топлива (доменный газ): $\text{CO} = 15\%$; $\text{CO}_2 = 10\%$; $\text{H}_2 = 5\%$; $\text{CH}_4 = 2\%$; остальное — N_2 . Определить теоретическую температуру горения при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,3$. Топливо и воздух не подогреваются. При расчетах принять $c_{\text{в}} = 1,48 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; $c_{\text{RO}_2} = 2,4 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; $c_{\text{H}_2\text{O}} = 1,9 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; $c_{\text{N}_2} = 1,47 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

Задача 1.4

Для условий задачи № 1.3 определить, как изменится теоретическая температура горения, если воздух подогревается до температуры $t_{\text{в}} = 350 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 1.5

Для условий задачи № 1.3 рассчитать, какое количество природного газа с содержанием $\text{CH}_4 = 96\%$; $\text{C}_2\text{H}_4 = 2\%$; $\text{N}_2 = 2\%$ надо подмешать к доменному газу, чтобы теплота сгорания смеси стала равной $20 \text{ МДж}/\text{м}^3$.

Задача 1.6

Определите годовую экономию топлива котельной, вырабатывающей $5 \cdot 10^5$ Гкал/год и работающей на угле с $Q_{\text{нy}}^p = 6000$ ккал/кг, если за счет энергосбережения в предыдущем году ее КПД повысился с 0,7 до 0,75.

Задача 1.7

Определите изменения в расходах условного топлива и КПД котельной, вырабатывающей $100 \cdot 10^3$ Гкал/год, при переводе ее с мазута на природный газ, если известно, что удельный расход мазута ($Q_{\text{нм}}^p = 9500$ ккал/кг) был 131 кг/Гкал, а удельный расход природного газа ($Q_{\text{нг}}^p = 8100$ ккал/нм³) стал 137 нм³/Гкал.

Задача 1.8

Промышленное предприятие в течение года потребляет:

природного газа	$G_{\text{г}} = 20 \cdot 10^6 \text{ нм}^3$ ($Q_{\text{нг}}^p = 7950$ ккал/нм ³);
мазута	$M = 1,2 \cdot 10^6 \text{ т}$ ($Q_{\text{нм}}^p = 10000$ ккал/кг);
угля	$Y = 9 \cdot 10^4 \text{ т}$ ($Q_{\text{нy}}^p = 4500$ ккал/кг).

Определите потребности предприятия в условном топливе.

Задача 1.9

Предприятие на технологию и выработку тепловой и электрической энергии на собственной ТЭЦ использует мазут с $Q_{\text{н}}^p = 12100$ ккал/кг.

Дополнительное потребление электроэнергии предприятием составляет $\Theta_{\text{АО}} = 80$ млн кВт·ч/год.

Потребление мазута на технологию составляет $M = 400$ т/год. ТЭЦ вырабатывает $Q = 50 \cdot 10^3$ Гкал/год тепловой энергии с удельным расходом условного топлива $b_{\text{т}} = 160$ кг у. т./Гкал и $\Theta = 20 \cdot 10^6$ кВт·ч/год с удельным расходом условного топлива $b_{\text{э}} = 320$ г у. т./кВт·ч.

Определите годовое потребление предприятием энергии в условном топливе.

Задачи к главе 2

Задача 2.1

Определите годовые суммарные потери условного топлива без использования тепловой энергии продувочной воды в котельной. Паропроизводительность котельной $D_k = 48$ т/ч, абсолютное давление насыщенного пара $P_n = 1,4$ МПа, температура исходной воды, поступающей в котельную, $t_{хв} = 10$ °С, годовое число часов использования номинальной паропроизводительности котельной $\tau = 6500$ ч, $\eta_{ка}^{бр} = 0,73$. Суммарные потери пара и конденсата в долях паропроизводительности котельной $P_k = 0,41$.

Энтальпия продувочной воды при давлении 1,4 МПа составляет $h' = 2789$ кДж/кг. Энтальпия пара после расширителя непрерывной продувки при давлении 0,12 МПа составляет $h_c'' = 2683,1$ кДж/кг, а энтальпия конденсата при этом давлении $h_c' = 439,3$ кДж/кг.

Задача 2.2

Оцените среднегодовую экономию топлива в действующей промышленной котельной, теплопроизводительность которой $Q = 240$ ГДж/ч, за счет снижения температуры уходящих газов t_{yx} с 190 до 140 °С. Топливо — мазут ($Q_H^p = 39,8$ МДж/кг), сжигание топлива производится при $q_3 = 0$, температура воздуха, подаваемого в котельный агрегат, $t_b = 20$ °С, максимальная температура дымовых газов $t_{max} = 2060$ °С, $c' = 0,83$, $k = 0,78$, $n = 0,9$. Состав продуктов сгорания мазута: $CO_2 = 10\%$, $CO = 0,8\%$, $CH_4 = 0,05\%$, $H_2 = 0,06\%$. Годовое число часов использования установленной мощности котельной $\tau = 4200$ ч.

Задача 2.3

Котел имеет тепловую мощность 16 МВт. В котле сжигают газ северных месторождений с коэффициентом избытка воздуха 1,3. Температура уходящих газов составляет 160 °С. Как изменится КПД котла, если коэффициент избытка воздуха станет равным 1,5?

Задача 2.4

Котел имеет тепловую мощность 10 МВт. В котле сжигают газ северных месторождений с коэффициентом избытка воздуха 1,4. Температура уходящих газов составляет 160 °С. Как изменится КПД котла, если коэффициент избытка воздуха станет равным 1,8.

Задача 2.5

Котел имеет тепловую мощность 10 МВт. В котле сжигают газ северных месторождений с коэффициентом избытка воздуха 1,3. Температура уходящих газов составляет 160 °С. Как изменится КПД котла, если за счет установки дополнительных поверхностей нагрева температура уходящих газов снизится на 42 °С.

Задача 2.6

Рассчитать потери неизолированной тепловой сети длиной 2,5 км с температурой теплоносителя $t = 90^\circ\text{C}$, при температуре окружающего воздуха $t_n = -20^\circ\text{C}$ в безветренную погоду. Диаметр трубопровода $d = 219$ мм, теплопроводность воздуха и вязкость воздуха принять равными $\lambda = 2,83 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К) и $\nu = 19 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr = 0,71$.

Задача 2.7

Паропроизводительность котла 50 т/ч, из них 45 % конденсата возвращается с температурой 92 °С, температура сырой воды 10 °С. Определить перерасход топлива (газ северных месторождений).

Задача 2.8

Процент непрерывной продувки котла ГМ-50/14 составляет 8 %. Давление в сепараторе непрерывной продувки 0,12 МПа. Пар из сепаратора непрерывной продувки сбрасывается в деаэратор, конденсат охлаждается в теплообменнике ХВО до 40 °С. Определить годовую экономию топлива при числе часов использования установленной мощности, равном 2700 ч.

Задачи к главе 3

Задача 3.1

Рассчитать температуру точки росы и мокрого термометра для продуктов сгорания газа северных месторождений, сжигаемого с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,4$. Температура газов 170°C . Как изменится температура точки росы, если коэффициент избытка воздуха увеличится до значения 2,1?

Задача 3.2

Рассчитать количество теплоты, воспринятое в теплообменнике для глубокого охлаждения продуктов сгорания природного газа. Расход топлива северных месторождений 30 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$. Температура газов на входе в теплообменник 160°C , на выходе из теплообменника 40°C . Коэффициент избытка воздуха за котлом 1,4.

Задача 3.3

Рассчитать контактный экономайзер, установленный за котлом ДЕ-25. Топливо — газ северных месторождений, сжигаемый с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,5$. Температура уходящих газов за котлом 180°C , начальная температура нагреваемой воды 15°C , температура воды на входе в распределитель 25°C , температура уходящих газов за экономайзером 40°C . Расход топлива на котел $1100 \text{ м}^3/\text{ч}$. Коэффициенты теплопередачи в насадке и в поверхностном теплообменнике принять равными $500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$.

Задачи к главе 4

Задача 4.1

Определить оптимальную степень повышения давления газовой турбины, если начальная температура воздуха $t_1 = 20^\circ\text{C}$, а температура газов перед газовой турбиной $t_3 = 1150^\circ\text{C}$.

Задача 4.2

Газотурбинный агрегат 13 Е фирмы АВВ имеет следующие характеристики: топливо — природный газ ($Q_{\text{H}}^{\text{p}} = 35600 \text{ кДж/м}^3$; $V^0 = 9,44 \text{ м}^3/\text{м}^3$); электрическая мощность $N = 130 \text{ МВт}$; степень сжатия $\pi = 13,8$; температура газов перед турбиной $t_3 = 1100 \text{ }^\circ\text{C}$. Рассчитать КПД ГТУ, состояние газа в характерных точках, расход топлива и продуктов сгорания, коэффициент избытка воздуха. Плотность воздуха $\rho_{\text{в}} = 1,29 \text{ кг/м}^3$.

Задача 4.3

Температура наружного воздуха t_1 изменилась от $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ до $+20 \text{ }^\circ\text{C}$. Как изменится полезная работа турбины при степени повышения давления $\pi = 13,8$ и температуре газов перед турбиной равной $t_3 = 1150 \text{ }^\circ\text{C}$? Теплоемкость воздуха принять равной $c_p = 1 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

Задачи к главе 5**Задача 5.1**

Задан поток платежей в постоянных ценах: 1 год — 10 млн руб.; 2 год — 20 млн руб.; 3 год — 15 млн руб. Инфляция — 10 % в год, номинальный банковский процент — 15 % в год. Определить PV на конец 4-го года в постоянных ценах и с учетом инфляции, реальную процентную ставку, индекс цен на конец 4-го года.

Задача 5.2

Задан поток платежей в постоянных ценах: 1 год — 5 млн руб.; 2 год — 7 млн руб.; 3 год — 3 млн руб.; 4 год — 4 млн руб. Инфляция — 12 % в год, номинальный банковский процент — 14 % в год. Определить PV на конец 4-го года в постоянных ценах и с учетом инфляции, реальную процентную ставку, индекс цен на конец 4-го года.

Задача 5.3

Задан коэффициент инфляции: 1 год — 20 %, 2 год — 15 %, 3 год — 12 %, 4 год — 10 %. Номинальная процентная ставка — 25 % годовых. В конце 4-го года ожидаются поступления 100 млн руб. в постоянных ценах. Определить PV и ежегодную реальную процентную ставку.

Задача 5.4

Задан коэффициент инфляции: 1 год — 15 %, 2 год — 12 %, 3 год — 11 %, 4 год — 10 %. Номинальная процентная ставка — 20 % годовых. В конце 4-го года ожидаются поступления 50 млн руб. в постоянных ценах. Определить PV и ежегодную реальную процентную ставку.

Задача 5.5

Задан коэффициент инфляции: 1 месяц — 10 % годовых; 2 месяц — 12 % годовых; 3–4 месяц — 15 % годовых; 5 месяц — 11 % годовых; 6 месяц — 13 % годовых. Определить общий индекс цен за полгода и в годовом исчислении (в % годовых).

Задача 5.6

Заданы процентные ставки в годовом исчислении: 1 месяц — 5 % годовых; 2 месяц — 6 % годовых; 3–4 месяц — 3 % годовых; 5 месяц — 2 % годовых; 6 месяц — 1 % годовых. Определить общую процентную ставку за полгода и в годовом исчислении (в % годовых).

Задача 5.7

Задан коэффициент инфляции: 1 месяц — 8 % годовых; 2 месяц — 5 % годовых; 3–4 месяц — 4 % годовых; 5 месяц — 3 % годовых; 6 месяц — 6 % годовых. Определить общий индекс цен за полгода и в годовом исчислении (в % годовых).

Задача 5.8

Капиталовложения с НДС в проект — 50 млн руб. Срок освоения — 1 год. После начала эксплуатации выручка с НДС — 40 млн руб. в год. Текущие расходы с НДС — 15 млн руб. в год, в том числе амортизация — исходя из 5 % годовых от балансовой стоимости основных фондов. Все налоги (в том числе НДС в бюджет) — 5 млн руб. в год. Ставка НДС — 18 %, реальная процентная ставка — 10 % годовых. Определить величину денежного потока по годам эксплуатации и срок окупаемости проекта (графически).

Задача 5.9

Капиталовложения с НДС в проект — 80 млн руб. Срок освоения — 1 год. После начала эксплуатации выручка с НДС — 70 млн руб. в год. Текущие расходы с НДС — 25 млн руб. в год, в том числе амортиза-

ция — исходя из 5 % годовых от балансовой стоимости основных фондов. Все налоги (в том числе НДС в бюджет) — 10 млн руб. в год. Ставка НДС — 18 %, реальная процентная ставка — 5 % годовых. Определить величину денежного потока по годам эксплуатации и срок окупаемости проекта (графически).

Задача 5.10

Величина капиталовложений с НДС — 500 тыс.руб. Освоение — 1 год. Начиная со второго года ожидаемая выручка от продаж составит 300 тыс. руб. без НДС, стоимость сырья и материалов — 50 тыс. руб. без НДС. Ставка НДС — 18 %. Рассчитать образующийся отрицательный поток НДС, величину НДС к уплате в бюджет по годам.

Задача 5.11

Величина капиталовложений с НДС — 800 тыс. руб. Освоение — 2 года. Начиная с третьего года, ожидаемая выручка от продаж составит 500 тыс. руб. без НДС, стоимость сырья и материалов — 150 тыс. руб. без НДС. Ставка НДС — 18 %. Рассчитать образующийся отрицательный поток НДС, величину НДС к уплате в бюджет по годам.

Задача 5.12

Капиталовложения в инвестиционный проект составляют 4 млн руб. Срок жизни проекта 10 лет, срок освоения — 2 года. Ожидаемая величина денежного потока (в постоянных ценах) в первые 4 года эксплуатации составляет 3 млн руб. в год, в последующие 4 года — 2 млн руб. в год. Определить NPV проекта и срок окупаемости (графически), если инфляция составляет 15 % годовых, а номинальный банковский процент — 20 % годовых.

Задача 5.13

Капиталовложения в инвестиционный проект составляют 6 млн руб. Срок жизни проекта 10 лет, срок освоения — 2 года. Ожидаемая величина денежного потока (в постоянных ценах) в первые 4 года эксплуатации составляет 4 млн руб. в год, в последующие 4 года — 2 млн руб. в год. Определить: NPV проекта и срок окупаемости (графически), если инфляция составляет 10 % годовых, а номинальный банковский процент — 15 % годовых.

Задача 5.14

КПД котельной — 85 %. Мощность котельной — 10 Гкал/ч. Число часов использования установленной мощности — 2000 ч/год. Определить годовую величину затрат на топливо в руб./год, если калорийность натурального топлива — 6000 ккал/кг, цена топлива — 3000 руб./т без НДС. Рассчитать величину себестоимости тепловой энергии в руб./Гкал без НДС, если топливная составляющая себестоимости — 60 %.

Задача 5.15

КПД котельной — 92 %. Мощность котельной — 20 Гкал/ч. Число часов использования установленной мощности — 2500 ч/год. Определить годовую величину затрат на топливо в руб./год, если калорийность натурального топлива — 5000 ккал/кг, цена топлива — 2500 руб./т без НДС. Рассчитать величину себестоимости тепловой энергии в руб./Гкал без НДС, если топливная составляющая себестоимости — 70 %.

Задача 5.16

Удельный расход электроэнергии на производство тепловой энергии — 30 кВт·ч/Гкал. Мощность котельной — 10 Гкал/ч. Число часов использования установленной мощности — 2000 ч/год. Определить годовую величину затрат на электроэнергию в руб./год, если цена электроэнергии — 4 руб./кВт·ч без НДС. Рассчитать величину себестоимости тепловой энергии в руб./Гкал без НДС, если доля стоимости электроэнергии в себестоимости тепловой энергии — 10 %.

Задача 5.17

Удельный расход электроэнергии на производство тепловой энергии — 25 кВт·ч/Гкал. Мощность котельной — 20 Гкал/ч. Число часов использования установленной мощности — 2500 ч/год. Определить годовую величину затрат на электроэнергию в руб./год, если цена электроэнергии — 3,5 руб./кВт·ч без НДС. Рассчитать величину себестоимости тепловой энергии в руб./Гкал без НДС, если доля стоимости электроэнергии в себестоимости тепловой энергии — 12 %.

Задача 5.18

Мощность котельной — 5 Гкал/ч. Число часов использования установленной мощности — 2500 ч/год. Балансовая стоимость основных средств котельной — 20 млн руб. Нормативный срок полезного использования — 15 лет. Остаточная стоимость основных средств — 15 млн руб. Рассчитать годовую величину амортизации и годовую величину налога на имущество, если ставка налога составляет 2,2 % годовых. Определить величину себестоимости тепловой энергии в руб./Гкал без НДС, если амортизационная составляющая себестоимости равна 10 %.

Задача 5.19

Мощность котельной — 10 Гкал/ч. Число часов использования установленной мощности — 2500 ч/год. Балансовая стоимость основных средств котельной — 50 млн руб. Нормативный срок полезного использования — 15 лет. Остаточная стоимость основных средств — 45 млн руб. Рассчитать годовую величину амортизации и годовую величину налога на имущество, если ставка налога составляет 2,2 % годовых. Определить величину себестоимости тепловой энергии в руб./Гкал без НДС, если амортизационная составляющая себестоимости равна 12 %.

Приложения к главе 6

Таблица П. 6.1

Сводные суммарные расчетные тепловые нагрузки котельной УрФУ

Суммарная нагрузка за месяц, Гкал												Всего, Гкал
Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	
Отопление и вентиляция												
39444	33720	29888	18602	3226	—	—	—	3484	20888	28817	36777	214846
Горячее водоснабжение												
3884	3508	3884	3759	2979	2524	1781	2524	2894	3884	3759	3884	39264
Итого												
43327	37228	33772	22360	6204	2524	1781	2524	6378	24772	32575	40661	254108

Расчетный годовой расход теплоты составляет 254108 Гкал/год.

**Паспортные эксплуатационные данные газовых турбин [15]
Турбина SGT 100-1S мощностью 5,4 МВт фирмы «Siemens»**

№	Наименование	Обозн.	Ед. изм.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Температура наружного воздуха	t	С	-36	-30	-20	-10	0	10	15	20	30	37
2	Температура наружного воздуха	T	К	237	243	253	263	273	283	288	293	303	310
3	Мощность генератора газовой турбины	N_r	МВт	6	6	6	6	5,797	5,437	5,264	5,062	4,696	4,427
4	КПД генератора	$\eta_{ген}$	%	96,5	96,5	96,5	96,5	96,5	96,5	96,5	96,5	96,5	96,5
5	Механический КПД	$\eta_{мех}$	%	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99
6	Частота вращения	n	об/мин	17384	17384	17384	17384	17384	17384	17384	17384	17384	17384
7	Подведенная теплота	Q_y	МВт	19,885	19,582	19,291	19,087	18,525	17,648	17,22	16,746	15,907	15,3
8	Расход отходящих газов	G_T	кг/с	23,87	23,51	22,92	22,35	21,67	20,83	20,42	19,96	19,08	18,37
9	Температура отходящих газов за турбиной	t_r	°С	491,7	493,2	502,9	515,9	525,7	531,5	534	537,8	545,2	551,6
10	Температура отходящих газов	T_r	К	764,7	766,2	775,9	788,9	798,7	804,5	807	810,8	818,2	824,6
11	Удельная мощность	b	кДж/кВт·ч	11931	11749	11574	11452	11504	11685	11776	11909	12917	12441
12	Давление газов после компрессора	P	МПа	1,74	1,72	1,68	1,65	1,60	1,54	1,52	1,48	1,42	1,37
	Объемные проценты газов	Обозн.	Ед. изм.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Кислород	O_2	%	14,35	14,35	14,29	14,19	14,18	14,09	14,07	14,02	13,83	13,59
2	Азот	N_2	%	75,86	75,86	75,84	75,8	75,8	75,27	75,06	74,78	73,91	73,01
3	Водяные пары	H_2O	%	5,86	5,89	5,92	6	6,01	6,67	6,92	7,27	8,36	9,51
4	Диоксид углерода	CO_2	%	3,02	3,02	3,05	3,1	3,1	3,07	3,06	3,05	3,03	3,02
5	Аргон	Ar	%	0,9	0,9	0,9	0,90	0,9	0,89	0,89	0,89	0,88	0,87

Таблица П. 6.3

Энергоагрегат ЭГЭС-12 С АО «ОДК-Авиадвигатель»

Основные характеристики	
Номинальная мощность на клеммах генератора, МВт	12,0
Тепловая мощность на выходе при $t_{\text{вых}} = 110^\circ\text{C}$, Гкал/ч	16,5
Номинальная частота электрического тока, Гц	50
Номинальное напряжение электрического тока, В	6300/10500
Номинальный коэффициент мощности	0,8
Рабочие характеристики и параметры	
Коэффициент полезного действия на клеммах генератора, %	32,2
Степень повышения давления в компрессоре	15,9
Температура газа за силовой турбиной (на выходе двигателя) $^\circ\text{C}$	499
Расход газа за силовой турбиной (на выходе), кг/с	45,3
Суммарный коэффициент использования тепла топлива при $t_{\text{вых}} = 110^\circ\text{C}$, %	83,7
Коэффициент избытка воздуха в выхлопных газах	3,41
Параметры топливного газа перед энергоагрегатом: • давление (изб.), кгс/см ² • температурный диапазон, $^\circ\text{C}$	24...30 +5...+80
Номинальная частота вращения ротора генератора, об/мин	3000
Эквивалентный уровень звука при обслуживании, не более, дБ	80

Климатические характеристики турбины ЭГЭС-12
АО и ОДК Авиадвигатель

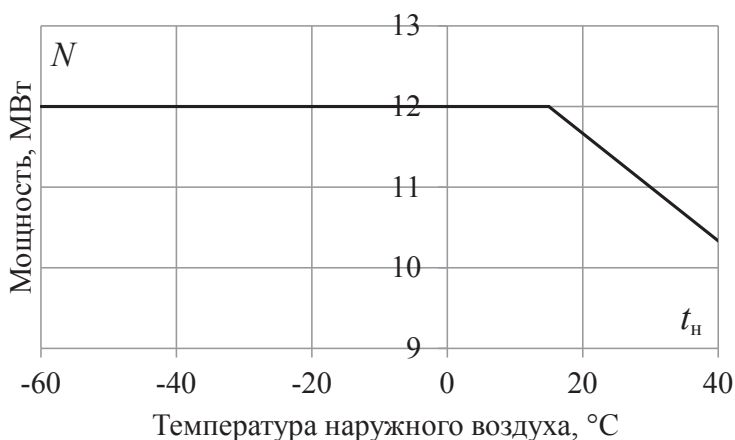


Рис. П. 6.1. Зависимость мощности от температуры наружного воздуха

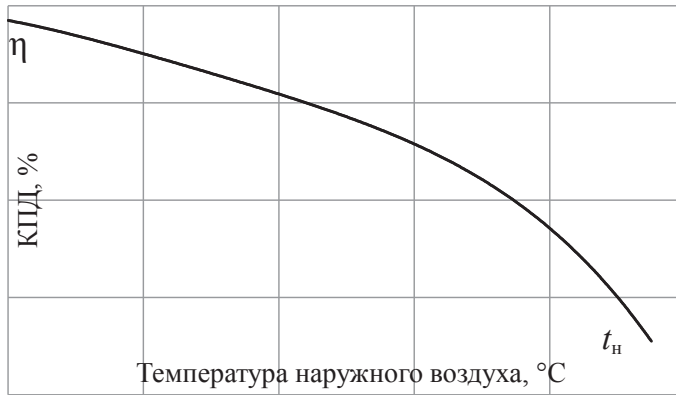


Рис. П. 6.2. Зависимость КПД от температуры наружного воздуха

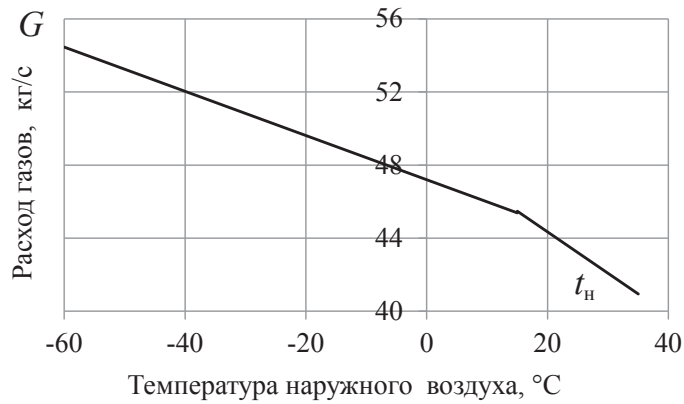


Рис. П. 6.3. Зависимость расхода газа от температуры наружного воздуха

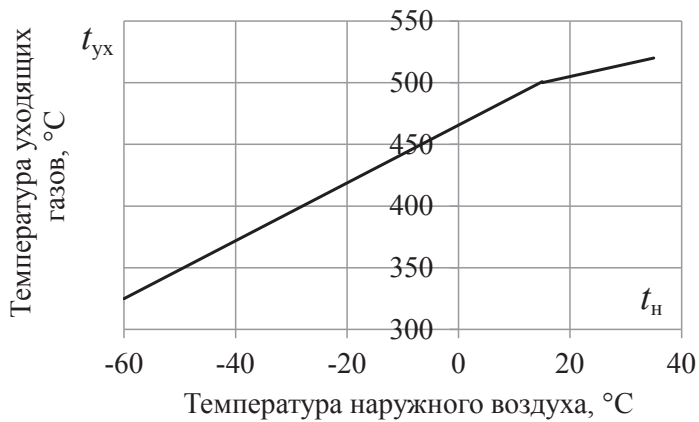


Рис. П. 6.4. Зависимость температуры уходящих газов от температуры наружного воздуха

Таблица П. 6.4

«Урал-6000» АО «ОДК-Авиадвигатель

В стационарных условиях ($P_n = 760$ мм рт. ст., $t_n = +15$ °С, потери на вх/вых — 100/100 мм вод. ст.)	
Номинальная мощность на клеммах генератора, МВт	6,0
Степень повышения давления в компрессоре	8,7
Температура газа за силовой турбиной (на выхлопе), °С	479
Расход газа за силовой турбиной (на выхлопе), °С	33,5
Тепловая мощность на выхлопе при $t_{\text{вых}} = 110$ °С, Гкал/ч	11,5
Коэффициент избытка воздуха на выхлопных газах	4,13
Коэффициент использования тепла топлива при $t_{\text{вых}} = 110$ °С, %	83,0
Номинальная частота электрического тока, Гц	50
Номинальное напряжение электрического тока, В	6300/10500
Номинальная частота вращения ротора генератора, об/мин	3000
Номинальный коэффициент мощности	0,8
Параметры топливного газа перед энергоагрегатом: • давление (изб.), кгс/см ² • температурный диапазон, °С	16...18 +5...+80

Климатические характеристики турбины «Урал-6000»

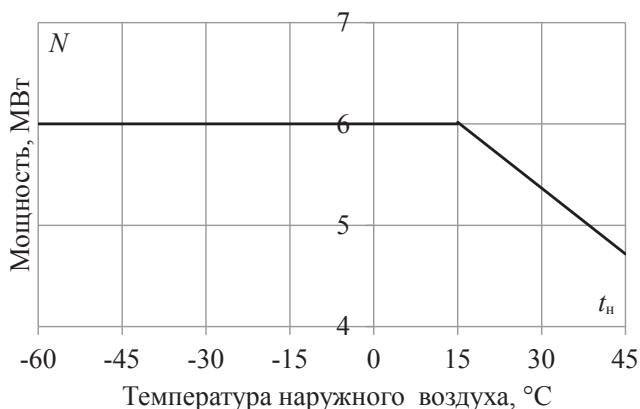


Рис. П. 6.5. Зависимость мощности от температуры наружного воздуха

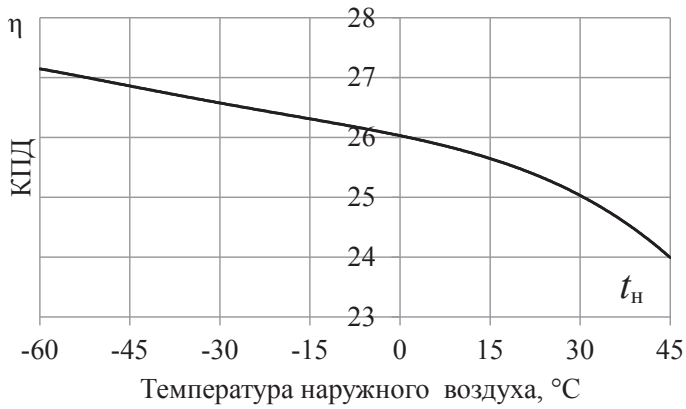


Рис. П. 6.6. Зависимость КПД от температуры наружного воздуха

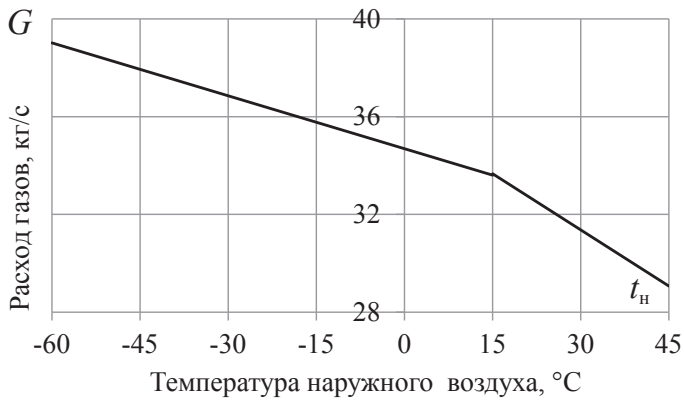


Рис. П. 6.7. Зависимость расхода газа от температуры наружного воздуха

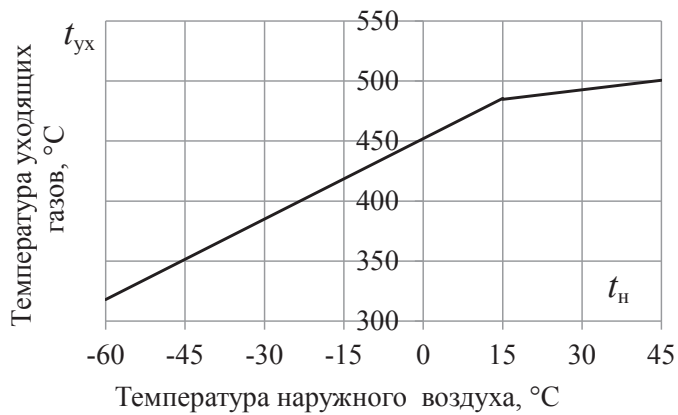


Рис. П. 6.8. Зависимость температуры уходящих газов от температуры наружного воздуха

Турбогенератор ТГ 3.5АС/6.3 Р12/1.2
Зависимость эл. мощности от расхода пара при различных P_2 и T_0
 $P_0 = 14 \text{ кгс/см}^2(\text{абс.}) = \text{const}$

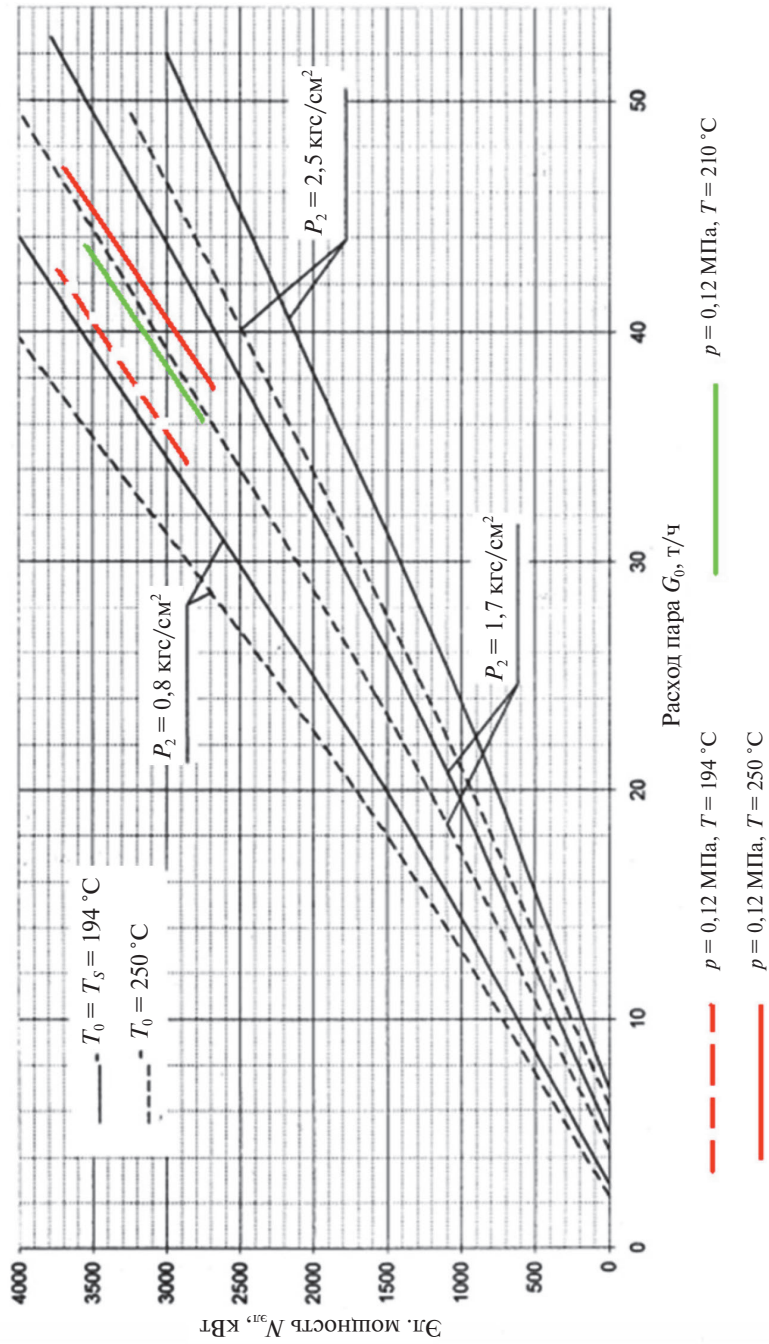


Рис. П. 6.9. Режимные характеристики турбогенератора

Таблица П. 6.5

**Характеристики турбины тепловой мощностью 0,75 МВт,
с противодавлением до 2 атм. [21]**

Наименование	Ед. изм.	ТГ 0,75 ПА/6,3 Р13/4 («Кубань 0,75 ПВА3»)		ТГ 0,75 ВА3/6,3 Р13/2 («Кубань 0,75 ВА3»)	
		номи- нал	раб. диап.	номи- нал	раб. диап.
Мощность при $\cos \varphi = 0,8$	кВт	750	0–750	750	0–750
Частота вращения ротора: — турбины — генератора	об/мин	8000 1500	7320–8600 1372–1612	8000 1500	7320–8600 1372–1612
Давление сухого насы- щенного пара перед КС, абс.	МПа (кгс/см ³)	1,3 (13,0)	1,0–1,4 (10–14)	1,3 (13,0)	1,0–1,4 (10–14)
Температура сухого на- сыщенного пара перед КС, не менее	°С	191	T_1 –250	191	T_1 –250
Давление пара за турби- ной, абс.	МПа (кгс/см ³)	0,4 (4,0)	0,30–0,50 (3,0–5,0)	0,2 (2,0)	0,15–0,30 (1,5–3,0)
Расход насыщенного пара при номинальных пара- метрах пара, не более	т/ч	22,5	—	14,4	—
Расход охлаждающей воды	м ³ /ч	10	10...15	10	10...15
Давление охлаждающей воды на входе	МПа (кгс/см ³)	0,15 (1,50)	0,12–0,70 (1,2–7,0)	0,15 (1,50)	0,12–0,70 (1,2–7,0)
Температура охлаждаю- щей воды на входе	°С	+20	+4...+32	+20	+4...+32
Тип генератора		СГ»-750/6,3			
Напряжение на клеммах генератора	В	6300	5670–6615	6300	5670–6615
Цикл охлаждения гене- ратора	—	Воздушный разомкнутый		Воздушный разомкнутый	
Вывод силовой нейтрал генератора	—	имеется		имеется	
Температура окружаю- щего воздуха	°С	+25	+15...+45	+25	+15...+45
Масса установки в ком- плекте поставки, сухая	т	12,1+5 %		12,1+5 %	

Примечание. T_1 — температура насыщения пара при заданном давлении.

Таблица П. 6.6

Режимная карта работы котла ШБ-А7 ст. № 1 при сжигании природного газа

Наименование величин		Нагрузка котла, т/ч									
Паропроизводительность котла по прибору, т/ч		8,40	9,50	10,50	11,50	12,10	12,75	13,70			
Давление пара в барабане котла, кгс/м ²		11,00	12,00	12,00	12,00	11,50	12,00	11,50			
Температура питательной воды до ВЭК, °С		101	100	102	102	100	110	110			
Расход газа по прибору, м ³ /ч		650	750	850	950	1-5-	1150	1200			
Температура воздуха после ВЗП, °С		185	190	200	200	202	207	210			
Разрежение в топке котла, кгс/м ²		18-20									
Состав продуктов горения перед дымососом, %											
CO ₂		4,60	5,80	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00			
O ₂		12,80	10,80	10,30	10,30	10,30	10,30	10,30			
CO		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0			
NO _x , ppm											
Коэффициент избытка воздуха перед дымососом		2,40	1,95	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87			
Температура уходящих газов перед дымососом, °С		124	130	137	145	154	161	164			
Потери тепла с уходящими газами, %		8,82	7,70	7,94	8,51	9,15	9,65	9,87			
Потери тепла вследствие химической неполноты горения, %		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0			
Потери тепла в окружающую среду, %		2,77	2,29	2,09	1,86	1,56	1,49	1,35			
Сумма тепловых потерь, %		11,59	9,98	10,02	10,37	10,71	11,14	11,22			
КПД котла brutto, %		88,41	90,02	89,98	89,63	89,29	88,86	88,78			
Удельный расход натурального топлива на 1 Гкал, нм ³ /Гкал		143,293	140,703	140,816	141,363	141,950	142,643	142,770			
Удельный расход условного топлива на 1 Гкал, кг у. т./Гкал		163,906	160,944	161,073	161,700	162,371	163,163	163,309			

Таблица П. 6.7
Режимная карта водогрейного котла № 2 КВГМ-50 КТЦ ЭПК УрФУ при работе на природном газе

Наименование режимных параметров и ТЭП котлоагрегата	Обозначение	Ед. изм.	Значения режимных параметров в испытанном диапазоне тепловых нагрузок									
			Параметры, измеряемые штатными приборами									
Расход газа	B_r	м ³ /ч	1800	2000	2000	2300	2700	3200	3700	4200		
Разрежение в топке	P_T	кгс/м ²	-2,0	-2,0	-2,0	-2,0	-2,0	-2,0	-2,0	-2,0		
Расход воды через котел	W_K	т/ч	580	580	580	580	580	580	580	580		
Температура воды перед котлом	$t_{к,1}$	°C	68	69	72	67	76	77	70	70		
Температура воды на выходе из котла	$t_{к,2}$	°C	90	93	97	96	110	119	115	121		
Температура уходящих газов	t_{yx}	°C	95	102	107	110	126	140	144	149		
Концентрация кислорода в конвективном пучке	$O_{2,к}$	%	0,95	0,95	1,8	0,9	0,83	0,85	0,9	1,1		
Параметры, измеряемые переносными приборами												
Концентрация кислорода в конвективном пучке (по Testo)	$O_{2,к}$	%	1,6	1,5	2,1	1,6	1,4	1,4	1,5	1,6		
Концентрация кислорода в уходящих газах перед дымососом (по Testo)	$O_{2,yx}$	%	2,3	2,4	2,7	2,2	1,9	1,8	1,8	1,9		
Концентрация продуктов неполного сгорания в конвективном пучке (по Testo)	$CO^к$	ppm	10	50	0	5	20	10	10	0		
Концентрация продуктов неполного сгорания в уходящих газах перед дымососом (по Testo)	CO^{yx}	ppm	60	100	10	20	55	25	30	25		
Концентрация окислов азота в конвективном пучке (химнедозог)	NO_2	ppm	68	66	70	78	77	80	83	86		
Концентрация окислов азота в уходящих газах, перед дымососом (по Testo)	$NO_{2,yx}$	ppm	60	100	10	10	55	25	30	25		

Окончание табл. П. 6.7

Наименование режимных параметров и ТЭП котлоагрегата	Обозначение	Ед. изм.	Значения режимных параметров в испытанном диапазоне тепловых нагрузок									
Расчетные параметры и технико-экономические показатели												
Коэффициент избытка воздуха в конвективном пучке	α_k		1,07	1,06	1,1	1,07	1,06	1,06	1,07	1,07	1,07	
Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах перед дымососом	α_{yx}		1,11	1,11	1,13	1,11	1,09	1,08	1,08	1,09	1,09	
Потери тепла с уходящими газами	q_2	%	4,23	4,55	4,85	4,88	5,52	6,11	6,25	6,53	6,53	
Потери тепла в окружающую среду	Q_5	%	3,06	2,80	2,74	2,32	2,01	1,63	1,49	1,32	1,32	
КПД, брутто	$\eta_{бр}$	%	92,70	92,65	92,41	92,80	92,46	92,26	92,26	92,15	92,15	
Удельный расход условного топлива на выработанное тепло	$b_{yсл}$	$\frac{кг\ у.т.}{Гкал}$	151,3	151,6	152,1	152,7	151,8	153,0	153,7	154,4	154,4	

Таблица П. 6.8

Режимная карта работы котла ШБ-А7 ст. № 3 при сжигании природного газа

Наименование величин		Нагрузка котла, т/ч										
Паропроизводительность котла по прибору, т/ч		8,40	9,50	10,50	11,50	12,10	12,75	13,70				
Давление пара в барабане котла, кгс/м ²		11,00	12,00	12,00	12,00	11,50	12,00	11,50				
Температура питательной воды до ВЭК, °С		101	100	102	102	100	110	110				
Расход газа по прибору, м ³ /ч		650	750	850	950	1-5-	1150	1200				
Температура воздуха после ВЗП, °С		185	190	200	200	202	207	210				
Разрежение в топке котла, кгс/м ²		18-20										
Состав продуктов горения перед дымососом, %												
CO ₂		5,80	6,40	6,50	6,50	6,50	6,70	6,70				
O ₂		10,80	9,80	9,50	9,50	9,40	92	9,10				
CO		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0				
NO _x , ppm		101,0	110,0	113,0	114,0	132,0	134,0	140,0				

Окончание табл. П. 6.8

Наименование величин		Нагрузка котла, т/ч							
Коэффициент избытка воздуха перед дымососом	1,95	1,79	1,74	1,74	1,73	1,70	1,69		
Температура уходящих газов перед дымососом, °C	134	140	146	151	153	159	163		
Потери тепла с уходящими газами, %	7,47	7,17	7,51	7,85	7,98	8,19	8,45		
Потери тепла вследствие химической неполноты горения, %	0,00	0,00	0,00	0,00	0,05	0,02	0,02		
Потери тепла в окружающую среду, %	2,59	2,19	1,99	1,81	1,76	1,64	1,55		
Сумма тепловых потерь, %	10,06	9,36	9,50	9,66	9,79	9,85	10,02		
КПД котла brutto, %	89,94	90,64	90,50	90,34	90,21	90,15	89,98		
Удельный расход натурального топлива на 1 Гкал, нм ³ /Гкал	141,182	140,225	140,391	140,640	140,832	140,747	140,959		
Удельный расход условного топлива на 1 Гкал, кг у. т./Гкал	161,492	160,398	160,588	160,872	161,092	160,994	161,237		

Таблица П. 6.9

Режимная карта парового котла ДЕ-25-14-225-ГМ ст. № 4 при работе на природном газе

№ п/п	Наименование параметра	Ед. изм.	Нагрузка, %			Нагрузка, %	
			25,8	43,8	54,8	79,0	79,0
1	Паропроизводительность	т/ч	6,4	10,9	13,7	21,5	21,5
2	Давление пара в барабане	кгс/см ²	11	11	11	11	11
3	Температура питательной воды в экономайзере	°C	102	102	102	102	102
4	Давление питательной воды на входе в экономайзер	кгс/см ²	21	21	21	21	21
5	Расход газа по прибору	м ³ /ч	510	860	1200	1650	1650
6	Давление газа перед горелкой	кгс/см ²	230	610	1000	1550	1550
7	Давление воздуха перед горелкой	кгс/см ²	32	78	135	210	210
8	Разрежение в топке	кгс/см ²	2,0–3,5	2,0–3,5	2,0–3,5	2,0–3,5	2,0–3,5
9	Разрежение за котлом	кгс/см ²	10	15	25	35	35
10	Коэффициент избытка воздуха за экономайзером		1,19	1,25	1,24	1,25	1,25
11	Температура уходящих газов за экономайзером	°C	115	133	137	149	149

Окончание табл. П. 6.9

№ п/п	Наименование параметра	Ед. изм.	Нагрузка, %	
			25,8	Нагрузка, %
12	Состав уходящих газов за котлом	углекислый газ CO ₂ кислород O ₂ окись углерода CO	%	79,0
13	Коэффициент избытка воздуха за котлом		1,19	1,25
14	Температура уходящих газов за котлом	°C	208	233
15	КПД котла brutto	%	89,39	91,56
16	Удельный расход натурального топлива	нм ³ /Гкал	139,71	136,41
				136,18
				136,08

Таблица П. 6.10

Режимная карта работы котла № 5 типа ДЕ-25-14-225 на природном газе

Наименование параметра		Величина				
1		2	3	4	5	6
Паропроизводительность, т/ч		4,4	6,0	11,7	15,5	17,5
Давление пара в барабане, кгс/м ²		10,7–10,8				
Температура перегретого пара, °C		209	212	217	220	220
Температура воды до экономайзера, °C		97–100				
Температура воды после экономайзера, °C		120	125	128	134	138
Расход газа по прибору, нм ³ /ч		367	493	925	1218	1380
Разрежение в топке, кгс/м ²		3,0–4,0				
Температура газов за котлом, °C		190	198	223	235	248
Температура газов за экономайзером, °C		104	108	117	125	130
Состав продуктов сгорания за экономайзером, %	CO ₂	9,4	9,6	10,0	10,2	10,4
	O ₂	4,2	3,9	3,2	2,8	2,5
Коэффициент избытка воздуха за экономайзером		1,22	1,2	1,16	1,14	1,12
КПД котла brutto, %		87,51	89,68	92,26	92,74	92,88
Удельный расход условного топлива на 1 Гкал тепла		163,2	159,3	154,9	154	153,8
						154,0

Таблица П. 6.11

Режимная карта работы котла № 6 типа ТВГМ-30 КТЦ ЭПК УрФу
Топливо — природный газ $Q = 7955$ ккал/м³ при 20 °С и 760 мм рт. ст.

Параметры	Обо- зна- чение	Ед. изм.	Значение величин									
			Q_k	12,5	14,8	17,9	21,3	17,9	22,8	25,1	29,3	
Теплопроизводительность	Q_k	Гкал/ч		12,5	14,8	17,9	21,3	17,9	22,8	25,1	29,3	
Число работающих горелок	n	шт.		4	4	4	4	6	6	6	6	
Расход газа по шитовому прибору	$B_{шт.г}$	м ³ /ч		1700	2000	2500	3000	2500	3200	3500	4000	
Расход воды через котел	$G_{вод}$	т/ч	375—380									
Разрежение в топке	ΔP_m	кгс/м ²	2—3									
Температура уходящих газов	$t_{ух.г}$	°C		85—90	100—105	115—120	130—140	110—120	145—150	150—160	165—175	
Шитовой кислородомер	O ₂	%		2,6—2,8	2,4—2,5	2,2—2,3	1,6—1,8	1,4—1,5	1,1—1,2	1,0—1,1	0,9—1,0	
Кислород в уходящих газах (по Testo)	O ₂	%		4,0—4,1	3,9—4,0	3,3—3,5	2,0—2,5	2,4—2,6	2,0—2,1	1,9—2,0	1,8—1,6	
Избыток воздуха «за котлом»	$\alpha_{ух.г}$	—		1,2	1,18	1,16	1,1	1,16	1,1	1,08	1,06	
КПД котла брутто	$\eta_k^{бр}$	%		94,45	94,32	94,02	93,66	94,21	93,56	93,04	92,67	
Удельный расход условно-го топлива на 1 Гкал	$b_{усл}$	кг у.т. Гкал		151,3	151,6	152,1	152,7	151,8	153,0	153,7	154,4	

Таблица П. 6.12

Режимная карта работы котла № 7 типа ПТВМ-30 КТЦ ЭПК УрФУ
Топливо — природный газ $Q = 7955$ ккал/м³ при 20 °С и 760 мм рт. ст.

Параметры	Обо- значе- ние	Ед. изм.	Значение величин									
Теплопроизво- дительность	Q_k	Гкал/ч	18,8	21,5	25	29,5	25,5	30	32,6	36,6	39	
Число работаю- щих горелок	n	шт.	4	4	4	4	6	6	6	6	6	
Расход газа по щитовому прибору	$B_{пр.г}$	нм ³ /ч	2500	3000	3500	4000	3500	4000	4500	5000	5250	
Расход воды че- рез котел	$G_{вод}$	т/ч	490—505									
Разрежение в топке	ΔP_m	кгс/м ²	2—3									
Температура уxo- дящих газов	$t_{ух.г}$	°C	100—105	115—120	135—140	145—155	140—145	150—155	165—170	175—180	185—190	
Щитовой кисло- родомер	O ₂	%	1,61,8	1,2—1,4	1,0—1,1	1,0—1,1	1,2—1,3	1,1—1,2	0,9—1,0	0,9—1,0	0,8—1,0	
Кислород в уxo- дящих газах (по Testo)	O ₂	%	2,4—2,6	2,2—2,4	1,8—1,9	1,8—1,9	1,9—2,0	1,8—1,9	1,5—1,6	1,5—1,6	1,5—1,6	
Избыток воздуха «за котлом»	$\alpha_{ух.г}$	—	1,12	1,1	1,08	1,08	1,09	1,06	1,05	1,05	1,05	
КПД котла brutto	$\eta_k^{бр}$	%	94,88	94,44	93,82	93,39	93,78	93,31	92,83	92,49	92,32	
Удельный расход условного топли- ва на 1 Гкал	$b_{усл}$	кг у.т. Гкал	150,7	151,4	152,4	153,1	152,5	153,3	154,0	154,6	154,9	

Таблица П. 6.13

**Режимная карта работы котла № 1. КВ-ГМ-50–150 ОАО «Химмаш»
на природном газе**

№ п/п	Наименование параметра	Ед.изм.	Нагрузка котла, %			
			41	54	68	76
1	Мощность	Гкал/ч	20,7	27,0	34,1	37,9
2	Расход воды через котел	т/ч	621	671	660	762
3	Температура воды на входе в котел	°С	71,8	60,4	69,9	71,8
4	Температура воды на выходе из котла	°С	105,1	100,6	121,6	121,6
5	Давление воды на входе в котел, Рв'	кгс/см ²	8,9	8,9	9	9
6	Давление воды на выходе из котла, Рв''	кгс/см ²	6,9	6,9	6,9	6,7
7	Расход газа нормальный	нм ³ /ч	2715	3482	4470	4931
8	Расход газа по счетчику	м ³ /ч	1850	2400	2950	3284
9	Давление газа перед горелками	кгс/м ²	8	13	19,1	23,8
10	Давление воздуха перед горелкой	кПа	0,31	0,72	1,03	1,29
11	Разрежение	кгс/м ²	–2,5	–2,5	–2,5	–2,5
12	Температура уходящих газов	°С	127	137	163	170
13	Состав уходящих газов:					
	RO ₂	%	9,18	8,85	9,00	9,30
	кислород O ₂	%	4,80	5,40	5,00	4,60
	окись углерода CO	%	0,00	0,00	0,00	0,00
14	Коэффициент избытка воздуха	а	1,26	1,31	1,28	1,25
15	КПД	%	91,18	91,91	90,59	90,30
16	Расход газа по обратному балансу	нм ³ /ч	2852,7	3691,7	4737,7	5285,9
17	Удельный расход условного топлива	кг у. т./Гкал	156,67	155,43	157,69	158,20
18	Удельный расход натурального топлива	нм ³ /Гкал	137,95	136,86	138,85	139,30

Примечания: 1. Режимная карта составлена по показаниям эксплуатационных приборов, а также установленных на период ТИ дополнительно. 2. Температура дутьевого воздуха 10–11 °С.

Таблица П. 6.14

**Режимная карта работы котла № 2. КВ-ГМ-50–150 ОАО «Химмаш»
на природном газе**

№ п/п	Наименование параметра	Ед. изм.	Нагрузка котла, %			
			31	44	53	66
1	Мощность	Гкал/ч	15,68	21,91	26,60	32,90
2	Расход воды через котел	т/ч	700	700	700	700
3	Температура воды на входе в котел	°С	58,6	60,7	62	60
4	Температура воды на выходе из котла	°С	81	92	100	106,1
5	Давление воды на входе в котел, Рв'	кгс/см ²	10,3	10,3	10,3	10,3
6	Давление воды на выходе из котла, Рв''	кгс/см ²	6,8	6,8	6,8	6,8
7	Расход газа нормальный	нм ³ /ч	2642	3630	4328	4992
8	Расход газа по счетчику	м ³ /ч	1800	2500	3000	3500
9	Давление газа перед горелками	кгс/м ²	8	15	20	27,6
10	Давление воздуха перед горелкой	кПа	0,4	0,76	1	1,4
11	Давление за котлом	кгс/м ²	2,5	2,5	2,5	2,5
12	Температура уходящих газов	°С	83	127	139	150
13	Состав уходящих газов:					
	RO ₂	%	7,20	10,30	10,80	11,30
	кислород O ₂	%	8,10	3,70	2,50	2,20
	окись углерода СО	%	0,00	0,00	0,00	0,00
14	Коэффициент избытка воздуха	а	1,56	1,18	1,12	1,10
15	КПД	%	93,55	92,46	92,37	92,23
16	Расход газа по обратному балансу	нм ³ /ч	2108,3	2980,6	3622,4	4487,1
17	Удельный расход условного топлива	кг у. т./Гкал	152,71	154,50	154,66	154,89
18	Удельный расход натурального топлива	нм ³ /Гкал	134,46	136,04	136,18	136,38

Примечания: 1. Режимная карта составлена по показаниям эксплуатационных приборов, а также установленных на период ТИ дополнительно. 2. Температура дутьевого воздуха 25–26 °С.

Таблица П. 6.15
Режимная карта работы водогрейного котла КВГМ-100 ст. № 9 ОАО «Уралхиммаш» при работе на природном газе

№ п/п	Наименование величин	Обозн.	Ед. изм.	Теплопроизводительность котла, Гкал/ч						
				32	41	48	48	54	60	70
1. Водяной тракт										
1.1	Расход сетевой воды	G_B	т/ч	1260						
1.2	Давление сетевой воды на входе в котел	P_{BX}	МПа	0,97						
1.3	Давление сетевой воды на выходе из котла	$P_{ВЫХ}$	МПа	0,68						
1.4	Температура сетевой воды на входе в котел	t_{BX}	°C	70						
1.5	Температура сетевой воды на выходе из котла	$t_{ВЫХ}$	°C	95	103	108	108	113	118	126
1.6	Нагрев сетевой воды в котле	Δt_{CB}	°C	25	33	38	38	43	48	56
2. Топливный тракт										
2.1	Расход природного газа на котел	B_r	м ³ /ч	4220	5500	6470	6280	7350	8200	9500
2.2	Количество работающих горелок	$\eta_{гор}$	шт.	3						
2.3	Давление газа перед котлом	P_K^r	кПа	43,9	43,2	42,5	42,7	42,1	41,5	40,7
2.4	Давление газа перед горелками	P_r^r	кПа	10,0	16,6	22,6	10,0	13,7	17,0	22,6
3. Воздушный тракт										
3.1	Давление воздуха перед котлом	P_K^r	кПа	2,7			2,7			
3.2	Давление воздуха перед горелками	P_r^r	кПа	1,0	1,6	2,0	1,0	1,3	1,7	2,0
3.3	Содержание кислорода за котлом	O ₂	%	6,90	6,40	6,20	5,0	4,90	4,60	4,20
3.4	Коэффициент избытка воздуха за котлом	α_K	—	1,44	1,40	1,37	1,28	1,27	1,25	1,22
4. Газовый тракт										
4.1	Разрежение вверху топки	S_T	Па	−30			−30			
4.2	Температура уходящих газов	t_{yx}	°C	81	88	94	92	98	105	114
5. Экономические и экологические показатели										
5.1	Потери тепла с уходящими газами	Q_2	%	4,38	4,64	4,90	4,50	4,76	5,04	5,38
5.2	КПД brutto котла	η_K^{br}	%	94,06	94,14	94,07	94,45	94,32	94,13	93,90

Окончание табл. П. 6.15

№ п/п	Наименование величин	Обозн.	Ед. изм.	Теплопроизводительность котла, Гкал/ч					
				32	41	48	48	54	60
5.3	Содержание NO _x в дымовых газах, при α=1,4	NO _x ^{пр}	мг/м ³	94	99	105	128	133	145
5.4	Удельный расход условного топлива на выработку 1 Гкал теплоты	b _y	кг у. т./Гкал	151,88	151,75	151,86	151,26	151,46	151,77
								152,13	

Примечания: 1. Режимная карта составлена по состоянию оборудования на 19.03.2013 г. 2. Топливо — природный газ
 $Q_p = 7973$ ккал/м³; $t_r = 3$ °C; $t_{хв} = 19$ °C.

Таблица П. 6.16

Режимная карта работы водогрейного котла КВГМ-100 ст. № 10 ОАО «Уралхиммаш» при работе на природном газе

№ п/п	Наименование величин	Обозн.	Ед. изм.	Теплопроизводительность котла, Гкал/ч						
				32	41	48	48	54	60	70
1. Водяной тракт										
1.1	Расход сетевой воды	$G_{\text{в}}$	т/ч	1270						
1.2	Давление сетевой воды на входе в котел	$P_{\text{вх}}$	МПа	0,99						
1.3	Давление сетевой воды на выходе из котла	$P_{\text{вых}}$	МПа	0,68						
1.4	Температура сетевой воды на входе в котел	$t_{\text{вх}}$	°C	70						
1.5	Температура сетевой воды на выходе из котла	$t_{\text{вых}}$	°C	97	104	109	109	116	121	129
1.6	Нагрев сетевой воды в котле	$\Delta t_{\text{св}}$	°C	27	34	39	39	46	51	59
2. Топливный тракт										
2.1	Расход природного газа на котел	$B_{\text{г}}$	м³/ч	4560	5780	6780	6780	7830	8830	10150
2.2	Количество работающих горелок	$\eta_{\text{гор}}$	шт.	2		3				
2.3	Давление газа перед котлом	$P_{\text{к}}^{\text{г}}$	кПа	42,7	42,5	42,0	42,0	41,8	41,6	41,3
2.4	Давление газа перед горелками	$P_{\text{г}}^{\text{г}}$	кПа	10,2	16,2	22,2	10,0	13,4	17,0	22,0

Окончание табл. П. 6.16

№ п/п	Наименование величин	Обозн.	Ед. изм.	Теплопроизводительность котла, Гкал/ч						
				32	41	48	48	54	60	70
3. Воздушный тракт										
3.1	Давление воздуха перед котлом	P_{κ}^r	кПа	2,5			2,5			
3.2	Давление воздуха перед горелками	P_r^r	кПа	1,3	1,8	2,2	1,2	1,6	1,9	2,2
3.3	Содержание кислорода за котлом	O ₂	%	6,8	6,2	5,8	3,7	3,4	3,2	3,0
3.4	Коэффициент избытка воздуха за котлом	α_{κ}	—	1,43	1,37	1,34	1,19	1,17	1,16	1,15
4. Газовый тракт										
4.1	Разрежение вверху топки	S_r	Па	−30			−30			
4.2	Температура уходящих газов	t_{yx}	°C	83	90	95	96	101	108	116
5. Экономические и экологические показатели										
5.1	Потери тепла с уходящими газами	Q_2	%	3,63	3,87	4,06	3,66	3,84	4,12	4,47
5.2	КПД brutto котла	$\eta_{\kappa}^{бр}$	%	94,90	94,97	94,94	95,34	95,30	95,11	94,86
5.3	Содержание NO _x в дымовых газах при $\alpha=1,4$	NO _x ^{np}	мг/м ³	91	96	100	137	140	143	150
5.4	Удельный расход условного топлива на выработку 1 Гкал теплоты	b_y	кг у. т./Гкал	150,53	150,42	150,47	149,83	149,91	150,20	150,50

Примечания: 1. Режимная карта составлена по состоянию оборудования на 20.03.2013 г. 2. Топливо — природный газ $Q_H^p = 7973$ ккал/м³; $t_r = -1$ °C; $t_{xb} = 22$ °C.

Таблица П. 6.17

Режимная карта работы парового котла ГМ-50–14/250 ст. № 4 в котельной ОАО «Уралхиммаш», г. Екатеринбург,
при работе на природном газе

№ п/п	Параметры	Ед. изм.	Значение величин								
1	Паропроизводительность котла (по прибору)	т/ч	15	22	21	28	35	43			
2	Количество работающих горелок	шт.	2		4						
3	Давление газа перед котлом	кПа	43,4	43	42,8	42,5	41,9	40			
4	Давление газа перед горелками	кПа	4,7	11,4	2,6	4,7	6,9	11,4			
5	Расход природного газа по прибору	нм ³ /ч	1250	1850	1802	2380	3000	3600			
6	Давление воздуха после вентилятора	кПа	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,5			
7	Давление воздуха перед горелками	кПа	0,63	1, %8	0,38	0,63	0,97	1,58			
8	Температура воздуха после в/подогревателя	°C	143	145	153	160	170	185			
9	Давление перегретого пара	МПа	1,0–1,05								
10	Давление пара в барабане	МПа	1,08–1,15								
11	Температура перегретого пара	°C	195–220								
12	Температура питательной воды	°C	102–103								
13	Разрежение в топке	Па	2,0–2,5								
14	Температура уходящих газов (после водяного экономайзера)	°C	107	109	109	112	117	125			
15	Состав продуктов сгорания после экономайзера (уходящие газы)	%	6,2	5,9	5,5	5,1	4,0	3,4			
		%	0	0	0	след	след	след			
		%	8,2	8,4	8,6	8,8	9,4	9,8			
16	Коэффициент избытка воздуха после водяного экономайзера	–	1,44	1,4	1,37	1,31	1,25	1,2			
17	КПД котла brutto	%	91,69	92,86	91,81	93,37	93,72	93,75			
18	Удельный расход условного топлива	кг у.т./Гкал	155,7	153,8	153,9	152,4	152,3	152,3			

Таблица П. 6.18

Режимная карта работы парового котла 50-14/250 ст. № 6 ОАО «Уралхиммаш» при сжигании природного газа

№ п/п	Наименование величин	Обо- значе- ние	Ед. изм.	Нагрузка котла в % от $D_{\text{ном}}$											75	88	
				13	22	29	36	29	39	61	26	44	58	37			53
Топливо: Природный газ																	
1	Количество работающих горелок	n	шт.	2	2	2	2	2	3	3	3	3	3	4	4	4	4
2	Номера работающих горелок	№		1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,2,3	1,2,3	1,2,3	1,3,4	1,3,4	1,2,3,4	1,2,3,4	1,2,3,4	1,2,3,4
3	Давление газа до ПРЗ	P'	кПа	44,2	43,7	43,7	43,7	43,7	44,0	43,9	42,8	43,9	43,5	42,9	43,8	43,1	42,3
4	Давление газа после ПРЗ	P''	кПа	43,9	43,7	43,7	43,7	43,7	43,7	43,7	42,3	43,8	43,2	42,7	43,5	42,9	41,7
5	Давление газа перед го- релками	$P_{\text{г}}$	кПа	1,7	3,0	4,5	7,0	1,7	2,7	7,0	1,7	4,2	7,1	1,8	3,1	6,5	7,2
6	Расход природного газа по прибору	$B_{\text{пр}}$	м ³ /ч	555	710	885	1118	898	1099	1819	807	1274	1658	1160	1579	2273	2413
7	Расход газа приведен- ный к н. у.	$B_{\text{н.у}}$	нм ³ /ч	798	1050	1314	1649	1320	1622	2667	1200	1895	2461	1712	2328	3344	3537
8	Расход газа по обратнo- му балансу	B_6	нм ³ /ч	560	998	1200	1474	1204	1556	2432	1077	1788	2394	1528	2154	3040	3532
Пар и вода																	
9	Давление пара в бара- бане котла	P_6	МПа	0,982	1,050	1,073	1,070	1,040	1,020	1,122	0,984	1,035	1,078	1,060	1,089	1,207	1,141
10	Давление пара в выход- ном коллекторе	$P_{\text{тн}}$	МПа	0,933	1,007	1,034	1,040	1,003	0,995	1,094	0,978	1,001	1,013	1,035	1,060	1,145	1,047
11	Температура пара	$t_{\text{тн}}$	°C	185,5	187,6	190,3	198,8	196,4	199,0	220,4	185,7	204,5	215,3	202,1	212,6	227,6	226,2
12	Температура питатель- ной воды до экономай- зера	$t_{\text{пв}}$	°C	101,0	101,0	101,0	101,0	101,0	101,0	101,0	101,0	101,0	101,0	102,0	102,0	101,0	101,0
13	Давление питательной воды	$P_{\text{пв}}$	МПа	2,50	2,57	2,62	2,65	2,464	2,623	2,446	2,443	2,504	2,404	2,445	2,435	2,332	2,182
14	Температура воды после экономайзера	t_3	°C	102,2	107,2	107,5	107,9	109,2	110,0	110,7	102,3	110,4	115,5	107,5	114,5	119,1	119,8

Продолжение табл. П. 6.18

№ п/п	Наименование величин	Обо- значе- ние	Ед. изм.	Нагрузка котла в % от $D_{ном}$													
				13	22	29	36	29	39	61	26	44	58	37	53	75	88
15	Паропроизводительность котла по прибору	D	т/ч	6,7	11,2	14,3	17,9	14,6	19,3	30,7	13,0	22,2	29,2	18,6	26,4	37,6	43,9
16	Расход воды на непрерывную продувку	$G_{пр}$	т/ч	0,7	9,5	7,9	6,5	4,6	5,4	1,1	6,2	5,6	9,0	7,2	7,5	6,2	6,5
17	Расход питательной воды	$G_{пит}$	т/ч	7,4	20,7	22,2	24,4	19,2	24,7	31,8	19,2	27,8	38,2	25,8	33,9	43,8	50,4
18	Воздух Температура холодного воздуха	$t_{х.в}$	°C	15	14	13	16	14	17	15	15	18	17	17	16	16	17
19	Температура воздуха перед горелкой	t_r	°C	130	144	145	147	137	138	145	139	158	172	143	150	170	171
20	Давление воздуха после вентилятора	P_v	кПа	2,34	2,45	2,32	2,30	2,28	2,31	2,23	2,28	2,31	2,31	2,28	2,30	2,17	2,09
21	Давление воздуха перед горелкой	P_r	кПа	0,24	0,30	0,45	0,76	0,25	0,28	1,28	0,25	0,70	1,25	0,24	0,54	1,21	1,32
22	Разрежение в топке котла	ΔP	Па	25–30													
	Дымовые газы																
	Показания штатного кислородомера	O_2	%	10	6,9	5,1	4,4	6,7	4,2	3,3	4,5	4,1	3,8	3,2	2,7	2,3	2
23	Состав уходящих газов за экономайзером:																
	диоксида углерода	CO_2	%	4,8	6,2	7	7,7	6,2	7,2	7,3	7	7,5	7,4	7,8	7,6	7,9	8,1
	кислород	O_2	%	12,4	9,9	8,6	7,2	9,9	8,1	8	8,6	7,7	7,9	7,1	7	6,9	6,6
	окись углерода	CO	%	0	0	0	0,0009	0	0	0	0	0	0	0,0019	0	0	0,0003
	сумма оксидов азота	NO_2	ppm	29	34	35	34	42	47	39	34	37	40	45	48	48	48
24	Коэффициент избытка воздуха за ВЗП	$\alpha_{изп}$		2,30	1,80	1,62	1,47	1,80	1,57	1,55	1,62	1,52	1,54	1,46	1,45	1,44	1,41
25	Температура уходящих газов за ВЗП	$t_{ук}$	°C	106,8	123,3	140	149,8	151,4	152,6	187,5	134,8	152,7	171,4	153,4	170,9	199	201,8
26	Состав уходящих газов за экономайзером:																
	диоксида углерода	CO_2	%	5,2	6,6	8,6	7,3	6,8	7,9	8,1	7,9	8,3	8,2	8,6	8,3	8,9	9,1
	кислород	O_2	%	11,7	9,1	7	6,9	9	6,7	6,5	7	6,6	6,4	6,24	6,1	5,1	4,8

Окончание табл. П. 6.18

№ п/п	Наименование величин	Обо- значе- ние	Ед. изм.	Нагрузка котла в % от $D_{ном}$												
				13	22	29	36	46	47	49	61	66	74	82	90	100
	окись углерода	CO	%	0	0	0	0,0002	0	0	0	0	0	0,0018	0	0	0
	сумма оксидов азота	NO ₂	ppm	31	36	37	38	46	47	49	61	66	74	82	90	100
27	Коэффициент избытка воздуха за экономайзером	α_3	—	2,13	1,69	1,45	1,44	1,68	1,42	1,40	1,45	1,41	1,38	1,37	1,29	1,27
28	Температура уходящих газов за экономайзером	$t_{ж}$	°C	104,1	105	106	107,6	106,5	106,6	116,7	103,2	108,4	114	106,6	110,5	120,6
	Тепловой баланс и экономические показатели		—													
29	Суммарные потери тепла	Σ_q	%	13,89	9,98	8,05	8,01	9,05	7,17	5,59	8,42	6,91	6,83	7,18	7,00	6,28
30	КПД brutto	η	%	86,11	90,02	91,95	91,99	90,95	92,83	92,94	91,58	93,09	93,17	92,82	93,00	93,72
31	Удельный расход на- турального топлива на Гкал	b	нм ³ /Гкал	148,16	157,80	148,36	144,19	144,74	141,01	135,92	146,95	140,06	141,14	143,34	140,95	137,11
32	Удельный расход услов- ного топлива на Гкал	b_y	кг у.т./Гкал	168,48	169,72	168,70	163,97	164,59	160,35	154,56	167,10	159,27	160,50	162,99	156,79	155,91

Учебное издание

Мунц Владимир Александрович
Мунц Юлия Георгиевна

**ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ
ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ТЕПЛОЙ ЭНЕРГИИ
И АНАЛИЗ ЕГО ЭКОНОМИЧЕСКОЙ
ЭФФЕКТИВНОСТИ**

Редактор Н. П. Кубыщенко
Верстка О. П. Игнатьевой

Подписано в печать 11.10.2018. Формат 70×100/16.
Бумага офсетная. Цифровая печать. Усл. печ. л. 18,7.
Уч.-изд. л. 12,5. Тираж 40 экз. Заказ 207

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: +7 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: +7 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13
Факс: +7 (343) 358-93-06
<http://print.urfu.ru>



МУНЦ ВЛАДИМИР АЛЕКСАНДРОВИЧ

профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой «Теплоэнергетика и теплотехника» УрФУ, Почетный работник высшей школы. Область научных интересов: сжигание твердых топлив и горючих отходов в кипящем и циркулирующем кипящем слое, глубокое охлаждение продуктов сгорания. Опубликовано более 250 печатных работ.



МУНЦ ЮЛИЯ ГЕОРГИЕВНА

кандидат технических наук, доцент кафедры «Системы управления энергетикой и промышленными предприятиями» УрФУ, финансовый директор строительной компании, сертифицированный аналитик инвестиционных проектов (сертификат ООО «Альт-инвест» уровня PAS 'A), область научных исследований — анализ эффективности инвестиционных проектов в энергетике, экономика энергетики и энергосбережения.